

Bachelorarbeit

von Felix Ruyter

**Erweiterung eines Hardware-in-the-Loop-
Prüfstandes zum Testen einer
Triebwerksregelung**
Oktober 2024

**Institut für Verbrennungstechnik
der Luft- und Raumfahrt
Universität Stuttgart**

Bachelorarbeit

von Felix Ruyter

**Erweiterung eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstandes zum
Testen einer Triebwerksregelung**

Oktober 2024

ausgegeben von

Prof. Dr.-Ing. A. Huber

Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt (IVLR)
Universität Stuttgart

mitbetreut und angefertigt bei

M.Sc. Nils Jakobs

Eigenständigkeitserklärung

Bachelorarbeit von Felix Ruyter (B.Sc. Luft- und Raumfahrttechnik)

Anschrift Allmandring 26a, 70569 Stuttgart
Matrikelnummer 3600012
Deutscher Titel *Erweiterung eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstandes zum Testen einer
Triebwerksregelung*
Englischer Titel *Extension of a hardware-in-the-loop test bench for testing an engine control
system*

Hiermit erkläre ich,

- dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst habe,
- dass keine anderen als die angegebenen Quellen benutzt und alle wörtlich oder sinngemäß aus anderen Werken übernommenen Aussagen als solche gekennzeichnet sind,
- dass die eingereichte Arbeit weder vollständig noch in wesentlichen Teilen Gegenstand eines anderen Prüfungsverfahrens gewesen ist,
- dass ich die Arbeit weder vollständig noch in Teilen bereits veröffentlicht habe und
- dass ich mit der Arbeit keine Rechte Dritter verletze und die Universität von etwaigen Ansprüchen Dritter freistelle.

Stuttgart, den 10. Oktober 2024

Bachelorarbeit/Praktikum

Erweiterung eines Hardware-in-the-Loop-Prüfstandes zum Testen einer Triebwerksregelung

Hintergrund

Der Water-Enhanced Turbofan (WET) ist ein gasturbinenbasiertes Antriebskonzept, das am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Kooperation mit MTU Aero Engines erforscht wird. Beim WET Konzept wird mittels Wärme aus dem Abgas Wasser verdampft und der Brennkammer zugeführt. Das notwendige Wasser wird mit einem Kondensator und Wasserabscheider aus dem Abgas zurückgewonnen. Das Konzept bietet mehrere Vorteile: Der Energieverbrauch wird vermindert, indem die Abgaswärme zurückgewonnen wird. Zusätzlich verringern sich durch die Dampfeinspritzung die NO_x -Emissionen und Partikel werden im kondensierenden Abgasdampf gebunden, wodurch die Bildung von Kondensstreifen reduziert wird.

Die modifizierte Gasturbine erfordert aufgrund der entsprechenden Anpassungen eine neue Regelungseinheit. Hierfür wird die ursprünglich verbaute pneumatisch-mechanische Regelung durch eine elektronische ersetzt. Die neue Regelung wird hierbei mittels des Hardware-in-the-Loop (HiL) Verfahrens ausgelegt und validiert. Bei diesem Vorgehen wird der reale Regler zusammen mit der Treibstoffregelstrecke nicht direkt mit der Gasturbine betrieben, sondern im Zusammenspiel mit einem in Echtzeit simulierten Gasturbinenmodell vorab getestet.

Zielformulierung

Das Ziel der Arbeit besteht darin, den bestehenden HiL-Prüfstandsaufbau zu erweitern, insbesondere durch die Integration einer neuen, realen Treibstoffregelstrecke. Mit Hilfe des erweiterten Aufbaus soll anschließend die digitale Regelung unter Echtzeitbedingungen getestet werden. Basierend auf den Echtzeittests sollen die jeweils durchgeführten Erweiterungen des Prüfstandsaufbaus bewertet und gegebenenfalls iterativ modifiziert werden. Abschließend sollen die Ergebnisse, die durch die Echtzeitsimulationen generiert wurden, ausgewertet und dokumentiert werden.

Arbeitspakete

- Einarbeitung in die Grundlagen der Triebwerksregelung, Prüfstandssteuerung und des HiL-Systems
- Identifikation sinnvoller Erweiterungen des bestehenden HiL-Aufbaus
- Erweiterung des bestehenden HiL-Prüfstandes
- Durchführung von HiL-Simulationen unterschiedlicher Konfigurationen
- Auswertung, Dokumentation und Diskussion der Ergebnisse

Beginn:

- Ab Mai 2024

Anforderungen

- Fachrichtung Luft- und Raumfahrttechnik, Maschinenbau, Automatisierungstechnik oder vergleichbarer Studiengang
- Eigenständiges Arbeiten
- Programmierkenntnisse, vorzugsweise in Matlab/Simulink, Structured Text

Mögliche Sprachen

- Deutsch/Englisch

Betreuer:

Nils Jakobs
Telefon +49 711 68628197
E-Mail nils.jakobs@dlr.de

Prof. Dr.-Ing. Andreas Huber

Kurzfassung

Beim Umbau einer Gasturbine soll die pneumatisch-mechanische Kraftstoffregelanlage durch eine neue elektronische Regelung ausgetauscht werden, die zunächst in einem Hardware-in-the-Loop (HiL)-Versuchsaufbau getestet wird. Dabei wird die zu testende Komponente in eine Simulation ihrer Umgebung eingebunden, um die korrekte Funktionsweise unter realen Betriebsbedingungen zu überprüfen. In dieser Arbeit werden die Anforderungen an den Versuchsaufbau dargestellt und die erfolgreiche Umsetzung sowie die Genauigkeit des Simulationsmodells der Gasturbine validiert. Nach einer kurzen Einführung in die Regelungstechnik wird eine Möglichkeit zur Verbesserung des Regelverhaltens in verschiedenen Betriebspunkten dargelegt. Zudem werden zwei Methoden zur Ersatzberechnung der Drehzahl, einmal mittels eines Kennfelds und einmal mittels des Verdichteraustrittsdrucks, bei Ausfällen der Drehzahlmessensoren eingeführt. Abschließend werden die Effekte auf das Regelverhalten und das Verbesserungspotenzial der Ersatzberechnungen anhand von Ergebnissen aus verschiedenen Simulationsdurchläufen analysiert. Die Ergebnisse zeigen, dass die dargestellte Möglichkeit zur Verbesserung des Regelalgorithmus keine signifikante Optimierung erzielt, die Ersatzberechnungen jedoch ein vielversprechendes Ergebnis in der Mehrheit der untersuchten Betriebspunkte erzielen.

Stichwörter: Rolls-Royce M250-C20B, Hardware-in-the-Loop, Kraftstoffregelanlage

Abstract

When replacing a pneumatic-mechanical fuel control system in a gas turbine with a new electronic control system, the new system is first tested in a Hardware-in-the-Loop (HiL) test setup. In HiL, the component to be tested is integrated into a simulation of its environment and thus enables the correct behaviour to be checked in real operation. In this paper, the necessary requirements for the test setup are presented and the correct implementation of these and the accuracy of the simulation model of the gas turbine are validated in the further course. After a brief introduction to the topic of control engineering, a possibility for improving the control behaviour at various operating points is presented. In addition, two methods for the substitute calculation of the speed, one using a characteristic map and the other using the compressor outlet pressure, are introduced in the event of speed measurement sensor failures. Finally, the effects on the control behaviour and the potential for improvement through the substitute calculations are analysed using results from various simulation runs, with the result that the option for improving the control algorithm implemented in this work does not represent a significant improvement, but the substitute calculations achieve a promising result in the majority of the operating points investigated.

Keywords: Rolls-Royce M250-C20B, hardware-in-the-loop, fuel control system

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	iii
Abstract	iv
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	3
2.1 M250 Triebwerk	3
2.1.1 Kraftstoffregelanlage der M250	4
2.1.2 Water-Enhanced Turbofan	5
2.1.3 Prüfstand	7
2.2 Hardware in the Loop	10
2.2.1 Entwicklung von Hardware-in-the-Loop-Simulationen	10
2.2.2 Datentransfer	11
2.2.3 Aufbau	13
2.2.4 Turbomaschinen Kennfelder	15
2.3 Regelung	18
2.3.1 Allgemeine Theorie	18
2.3.2 Übertragungsverhalten	19
2.3.3 Kaskadenregelung	23
2.3.4 Elektronischer Regler der M250	24
3 Erweiterung des HiL-Prüfstands	25
3.1 Adaptive Regelung	25
3.2 Drehzahlersatzberechnungen	26
3.2.1 Kennfeld-basierte Ersatzberechnung	27
3.2.2 Ersatzberechnung basierend auf dem Verdichteraustrittsdruck	27
3.2.3 Softwareimplementierung	29
3.3 Datenübertragung	32
4 Validierung	35
4.1 Validierung des Simulationsmodells	35
4.2 Validierung des Gain-Scheduling	39
4.3 Vergleich der beiden Methoden zur Drehzahlberechnung	42
4.4 Validierung der Replika der Messstellen	47

Inhaltsverzeichnis

5 Zusammenfassung	50
Literatur	52
Abkürzungsverzeichnis	57
Abbildungsverzeichnis	58
Tabellenverzeichnis	59
Symbolverzeichnis	60

1 Einleitung

Seit dem Beginn der kommerziellen Luftfahrt haben sich Flugzeuge stetig weiterentwickelt. Sie sind schneller geworden, die Reichweite und Abflugmasse ist gestiegen und die Passagieranzahl hat sich vergrößert. Doch auch die Effizienz und der Treibstoffverbrauch haben sich vor allem in den letzten Jahren deutlich verbessert. Diese Faktoren gewinnen, speziell vor dem Hintergrund des Klimawandels, welcher immer öfter Thema öffentlicher Diskussionen und politischer Gespräche ist, vermehrt an Bedeutung. Die gesellschaftliche Akzeptanz des Luftverkehrs wird in der Zukunft zunehmend von seiner Klimaverträglichkeit abhängen [1].

Die Luftfahrt ist für rund 3 % bis 5 % der weltweiten Klimaerwärmung verantwortlich. Im Vergleich zum Straßenverkehr, welcher für ca. 18 % verantwortlich ist [2], erscheint dies gering. Die Luftfahrt verzeichnet jedoch den stärksten Emissionsanstieg der letzten Jahrzehnte [3]. Diese Entwicklung lässt sich unter anderem durch die kontinuierlich steigende Nachfrage nach Flugreisen sowohl im Passagier- als auch im Frachtverkehr erklären [4]. Um die Klimaziele der Europäischen Union zu erreichen, welche eine Reduktion der Treibhausgase um 55 % im Vergleich zu 1990 bis zum Jahr 2030 sowie Klimaneutralität bis 2050 anstreben [3], sind neue, innovative Ideen und Entwicklungen erforderlich.

Der Fokus liegt hierbei auf der Untersuchung nachhaltiger Brennstoffe sowie neuer Antriebskonzepte, wie beispielsweise des Water-Enhanced Turbofans (WET). Der WET stellt ein gasturbinenbasiertes Antriebskonzept dar, bei dem durch Dampfeinspritzung in die Brennkammer sowohl eine Steigerung der Effizienz der Turbine als auch eine Reduktion der Bildung von Kondensstreifen und der Emission von Stickoxiden angestrebt wird. Das im Dampf enthaltene Wasser soll im Abgasstrahl wieder extrahiert werden, um einen geschlossenen Wasserkreislauf zu ermöglichen.

Die Effekte der Dampfeinspritzung auf das System sowie der Wasserrückgewinnungsprozess im WET werden derzeit vom Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) am Institut für Verbrennungstechnik in Zusammenarbeit mit der MTU Aero Engines (MTU) und dem Bauhaus Luftfahrt (BHL) erforscht. Hierfür wurde ein Gasturbinenprüfstand mit der Gasturbine vom Typ Rolls-Royce M250-C20B (M250) entwickelt, welche umgebaut wird, um das WET-Konzept im Betrieb zu untersuchen. Das Ziel besteht im Proof of Concept des WET-Konzepts [5][6].

Im Rahmen des Umbaus der M250 wird die alte pneumatisch-mechanische Kraftstoffregelanlage durch eine neue elektronische Regelung ersetzt [7]. Die Kraftstoffregelanlage ist eines der wichtigsten Systeme zur Steuerung des Triebwerkes. Die Regelung der Menge des in die Brennkammer eingespritzten Kraftstoffes hat einen direkten Einfluss

1 Einleitung

auf die von der Turbine abgegebene Leistung [8].

Um einen zuverlässigen Betrieb der Kraftstoffregelanlage sicherzustellen, muss sie umfassend getestet werden. Damit die anderen, zum Teil hochpreisigen, Komponenten des Prüfstandes nicht durch unvorhergesehenes Fehlverhalten der neuen Regelung beschädigt werden, wird diese zuvor in HiL-Versuchen erprobt. Diese Vorgehensweise ist in der Industrie bei der Entwicklung neuer Hardware gängige Praxis. Hardware-in-the-Loop (HiL)-Tests bieten eine kostengünstige, effektive und zuverlässige Methode, um Systeme für den Betrieb zu prüfen. Insbesondere eignen sie sich für Systeme, die sich nicht oder nur schwer unter realen Bedingungen testen lassen. Mittels Simulationen der Betriebsumgebung ist eine Analyse des Verhaltens der Systeme unter nahezu realistischen Bedingungen möglich [9] [10].

Im Rahmen dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Erweiterung des bestehenden HiL-Prüfstands. Dazu werden zunächst die grundlegenden Anforderungen für einen erfolgreichen Betrieb eines HiL-Prüfstands beschrieben. Im Anschluss werden detaillierte Informationen zur M250 und zu den Grundlagen der Regelung dargelegt, um das Verständnis der durchgeführten Erweiterungen und Optimierungen am HiL-Aufbau des Prüfstands zu ermöglichen. Bevor mit der Erweiterung begonnen wird, muss sichergestellt sein, dass das Simulationsmodell eine ausreichend genaue Repräsentation darstellt. Unter dieser Prämisse soll die Datenübertragung zwischen dem System und der Simulation für einen funktionierenden HiL-Aufbau hergestellt werden. Weiter sollen Ersatzberechnungsalgorithmen der Drehzahl zur Erhöhung der Sicherheit im Fall eines defekten Messinstruments implementiert werden und kleine Optimierungen der Kraftstoffregelanlage durchgeführt werden. Abschließend erfolgt eine Bewertung der erzielten Ergebnisse, sowie die Nennung möglicher Ideen für weitere Ansätze zur Optimierung des Prüfstands.

2 Stand der Technik

2.1 M250 Triebwerk

Ursprünglich als Vorschlag für ein ausgeschriebenes Projekt des US-Militärs zur Entwicklung einer Wellenleistungsturbine mit einer Leistung von 250 PS konzipiert, hat sich die Allison M250 bis heute erheblich weiterentwickelt. Nach der Übernahme der Allison Engine Company durch Rolls-Royce im Jahr 1995 wird die Triebwerksfamilie nun als Rolls-Royce M250 bezeichnet und wird in zahlreichen zivilen sowie militärischen Anwendungen eingesetzt [11].

Die am Prüfstand getestete Rolls-Royce M250-C20B stammt aus der zweiten Serie, die sich durch einen verbesserten Luftmassenstrom, höhere Turbinentemperaturen und gesteigerte Effizienz auszeichnet. Diese Serie knüpfte an den Erfolg der ersten Serie an und wurde zum meistverkauften Modell der gesamten Baureihe [11]. Als Wellenleistungstriebwerk für Hubschrauber konzipiert, unterscheidet sich die M250 von Turbostrahltriebwerken dadurch, dass die erzeugte Leistung nicht zur Beschleunigung von Luft für Schub genutzt wird, sondern über ein Getriebe an eine Abtriebswelle übertragen wird. Diese Welle kann dann Propeller, Hubschrauberrotoren oder Generatoren antreiben [8].

Die M250 ist ein Zweiwellentriebwerk mit einem Gaserzeuger (N_1) und einer Arbeitsturbine (N_2), in Abbildung 2.1 rot bzw. blau dargestellt. Der Gaserzeuger besteht aus einer Gaserzeugerturbine, einem Verdichter und der N_1 -Welle. Die Gaserzeugerturbine ist eine zweistufige Hochdruckturbine (HDT). Der Verdichter besteht aus sechs Radial- und einer Axialstufe und wird von der HDT über die N_1 -Welle angetrieben. Die Arbeitsturbine ist eine zweistufige Niederdruckturbine (NDT), welche die Leistung über die N_2 -Welle und ein Getriebe an die Abtriebswelle überträgt [5]. Die beiden Wellen N_1 und N_2 sind nicht mechanisch miteinander gekoppelt, sondern gasgekoppelt, somit kann die NDT mit einer anderen Drehzahl rotieren als die HDT, man spricht dann von einer Freifahrtturbine [12]. Die Pfeile in Abbildung 2.1 stellen vereinfacht den Weg des Luftstroms dar. Im Verdichter wird die Luft komprimiert und über zwei externe Verdichteraustrittsrohre in die Brennkammer geleitet. Hier wird der Kraftstoff eingedüst und das Gas-Kraftstoff-Gemisch gezündet. Das entstehende Gas wird stromauf durch die Turbinen umgelenkt und treibt dabei die HDT und NDT an, dies ist die Gaskopplung. Anschließend strömt das Gas über die Abgasrohre ins Freie [5].

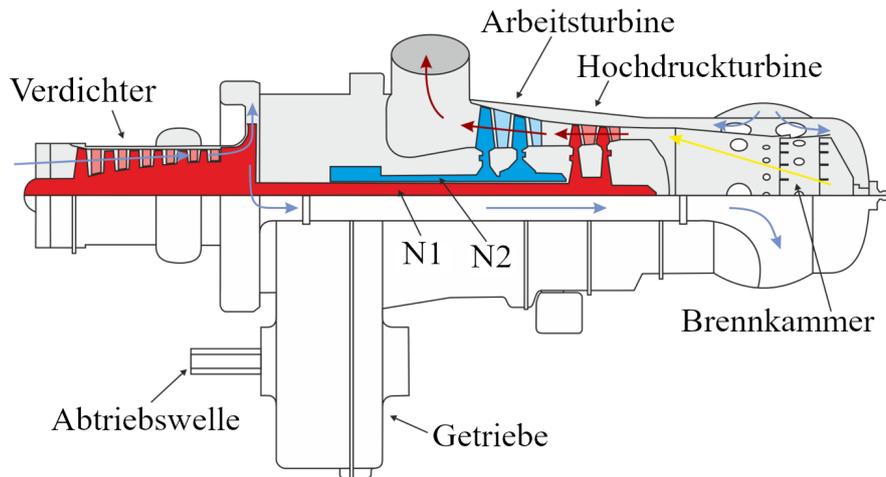


Abbildung 2.1: M250 Querschnitt [5]

Um die Kraftstoffregelanlage korrekt auslegen zu können, ist es wichtig, das Funktionsprinzip der M250 zu verstehen. Der Startprozess kann laut Walsh und Fletcher [13] in mehrere Phasen unterteilt werden: Anlassen, Spülen, Zündung und Beschleunigung auf die Bodenleerlaufdrehzahl. Beim Anlassen wird die N_1 -Welle von einem Starter beschleunigt. Dieser dient dazu, die HDT auf die notwendige Drehzahl zu bringen, bevor der Prozess sich selbst tragen kann. Zu Beginn liefert die Turbine noch weniger Leistung als durch den Betrieb des Verdichters, der Hilfsaggregate sowie durch Reibungs- und Lagerverluste verbraucht wird. Sobald der Verbrennungsprozess genügend Energie bereitstellt, um diesen Bedarf zu decken, spricht man von Selbsterhaltung.

Während der Spülphase wird die Turbine mit der maximalen Drehzahl betrieben, die der Starter unterstützt, um potenzielle Kraftstoffrückstände aus früheren Betriebsphasen oder abgebrochenen Startversuchen zu entfernen. Diese Rückstände könnten sich sonst entzünden und erheblichen Schaden verursachen. Nach Erreichen einer bestimmten Drehzahl wird Kraftstoff eingespritzt und das Gas-Kraftstoff-Gemisch gezündet. Im Anschluss beschleunigt die Turbine auf die Bodenleerlaufdrehzahl. In dieser Phase wird auch die notwendige Geschwindigkeit erreicht, um den Starter abzuschalten [13].

2.1.1 Kraftstoffregelanlage der M250

Die aktuelle pneumatisch-mechanische Kraftstoffregelanlage ist unterteilt in einen N_1 -Kraftstoffregler und einen N_2 -Regler. Die Aufgabe der Kraftstoffregelanlage ist es, eine konstante Rotordrehzahl (N_R) während des Betriebs sicherzustellen, auch bei Laständerungen. Normalerweise liegt diese bei 100 % N_2 , aber der Pilot kann auch eine niedrigere Drehzahl einstellen. N_R ist über das Getriebe direkt mit der N_2 -Drehzahl gekoppelt, somit muss N_2 auch konstant bleiben. Aufgrund der Bauweise als Freifahrtturbine ist damit eine Unterteilung der Regelanlage in zwei Regler, einen für N_1 und einen für N_2 , erforderlich.

Anfangs beim Start wird zunächst nur über den N_1 -Regler geregelt. Sobald N_2 bzw. N_R gleich der vom Piloten eingestellten Drehzahl ist (normalerweise im Bereich von 80 % bis 100 % N_R), beginnt der N_2 -Regler zu regeln. Dieser Punkt wird beim Übergang von der Bodenleerlaufdrehzahl auf die Betriebsdrehzahl erreicht. Dabei gibt der N_1 -Regler eine N_1 -Drehzahl von 104 % vor und erzeugt durch eine erhöhte Kraftstoffzumessung eine schnelle Beschleunigung der HDT. Gleichzeitig beschleunigt auch die NDT und kurz bevor N_2 die Solldrehzahl erreicht, beginnt der N_2 -Regler zu regeln. Die Regelung im normalen Betrieb bei Laständerungen in der bisherigen pneumatisch-mechanischen Regelanlage wird mithilfe verschiedener Ventile, Rückstellanlagen und Hebel realisiert. Bei einer Laständerung, im Folgenden beispielhaft an einer Lasterhöhung erklärt, sinkt N_2 kurz, dadurch erhöht sich die Kraftstoffzumessung im N_1 -Regler und gleicht den N_2 -Abfall aus. Anschließend läuft der Rotor wieder mit der konstanten Drehzahl bei einer erhöhten Last und einem erhöhten Kraftstofffluss [12]. Dieses Verhalten wird von der elektronischen Kraftstoffregelanlage beibehalten. Diese ersetzt im Rahmen des nachfolgend beschriebenen Umbaus der M250 zum Water-Enhanced Turbofan die pneumatisch-mechanische Kraftstoffregelanlage.

2.1.2 Water-Enhanced Turbofan

Die ersten Gasturbinen mit Dampfeinspritzung gibt es bereits seit den 1950er Jahren [14]. Ein Konzept, bei dem die Abgaswärme zur Erzeugung von Dampf genutzt wird, wurde Ende der 1970er Jahre von Cheng vorgeschlagen. Der Water-Enhanced Turbofan basiert auf diesem, heute als Cheng-Prozess bekannten Konzept. In Abbildung 2.2 ist das WET-Konzept anhand eines vereinfachten Halbschnittes eines Triebwerks dargestellt. Die Zahlen beziehen sich auf die Triebwerksebenenbezeichnung gemäß ARP755C [6]. Die wesentlichen Bestandteile sind der Verdichter (zwischen den Ebenen 21 und 3), die gelb markierte Brennkammer, die HDT (zwischen den Ebenen 4 und 45) sowie die NDT (zwischen 45 und 5). Die Engstelle des Düsenquerschnitts ist in 8 markiert.

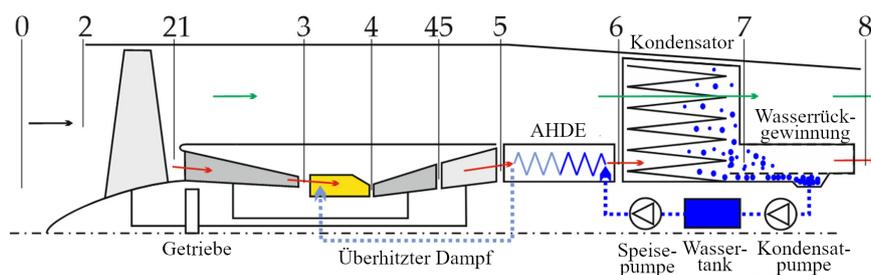


Abbildung 2.2: WET-Konzept [5]

Der Wasserdampf wird im Abhitzedampferzeuger (AHDE) (Abbildung: Dampferzeuger) erzeugt. Hierbei wird ein Großteil der Abgaswärme auf das unter Druck stehende Wasser, das aus dem Wassertank stammt, übertragen. Der durch die Erhitzung entstehende Wasserdampf wird schließlich als überhitzter Dampf in die Brennkammer eingespritzt. Das Wasser des Wassertanks stammt aus dem Abgas-Dampf-Gemisch. Dieses wird im AHDE durch Übertragung der Wärme an das bedruckte Wasser bereits runtergekühlt, hat jedoch immer noch eine Temperatur von ca. 180 °C beim Eintritt in den Kondensator. Um das Wasser zu kondensieren, muss die Temperatur unter den Taupunkt gesenkt werden. Sobald sich ausreichend große Wassertropfen bilden, können diese in der Wasserrückgewinnung mit z. B. der Hilfe von Zentrifugalkräften vom Abgasstrom getrennt werden. Das zurückgewonnene Wasser wird dann in den Wassertank zurückgeführt, womit in der Theorie ein geschlossener Wasserkreislauf entsteht. Die praktische Herausforderung besteht darin, genügend Wasser für einen kontinuierlichen Betrieb zurückzugewinnen [6].

Die Vorteile dieser Technologie sind vielfältig: Durch die Einspritzung des Kraftstoffs in den überhitzten Wasserdampf, in dem er vollständig verdampft, wird eine sehr gleichmäßige Kraftstoffverteilung in der Brennkammer erreicht, was eine optimale Verbrennung ermöglicht. Dies führt auch zu einer gleichmäßigeren Temperaturverteilung in der Brennkammer. Darüber hinaus reduziert die Dampfeinspritzung die erforderliche Verdichterarbeit. Da Wasser inkompressibel ist, ist der Energieaufwand, um die gleiche Masse Wasser im Vergleich zu Luft auf den notwendigen Druck zu bringen, deutlich geringer – nur etwa 1 % des Energieaufwands, der für die Kompression von Luft benötigt wird. Dies entlastet den Verdichter und reduziert den für die Luftkompression erforderlichen Energiebedarf. Zudem hat Wasser eine deutlich höhere spezifische Wärmekapazität als Luft, sodass die Turbine aus demselben Massenstrom mehr Energie extrahieren kann [6]. Dadurch lassen sich der spezifische Kraftstoffverbrauch und die Kohlenstoffdioxid (CO₂)-Emissionen um 13 % [15] bis 15 % [6] senken.

Laut Hungerland u. a. [3] machen die CO₂-Emissionen des Luftverkehrs jedoch nur etwa ein Drittel der gesamten Klimaauswirkungen aus. Die restlichen zwei Drittel sind auf nicht-CO₂-Emissionen wie Wasserdampf, Schwefel- und Stickoxide, Rußpartikel und die Bildung von Zirruswolken zurückzuführen. Wasserdampf und Ruß absorbieren Sonnenstrahlung, während Schwefel- und Stickoxide sowohl erwärmende als auch kühlende Effekte haben können [3]. Von allen nicht-CO₂-Emissionen haben laut Hungerland u. a. [3] Kondensstreifen und Zirruswolken den größten Einfluss auf das Klima. Diese entstehen durch die Interaktion des warmen, feuchten Abgases mit der kalten Umgebungsluft [6]. Durch die Rückgewinnung von Wasser aus dem Abgasstrom werden die Rußpartikel und die Bildung von Kondensstreifen reduziert. Zudem verringert die gleichmäßigere Temperaturverteilung in der Brennkammer die Stickoxid-Emissionen, die hauptsächlich durch Temperaturspitzen entstehen [6].

Das gesamte WET-Konzept wird an einem Gasturbinen-Prüfstand am Institut für Verbrennungstechnik des DLR weiter erforscht.

2.1.3 Prüfstand

Der Prüfstand für das WET-Konzept basiert auf der M₂₅₀-Gasturbine, welche aufgrund ihrer speziellen Bauweise ausgewählt wurde. Insbesondere die Gegenstrombrennkammer und die externen Verdichteraustrittsrohre spielten dabei eine Rolle. Die außen verlaufenden Rohre ermöglichen eine einfache Ableitung eines Teils des Massenstroms und die Zufuhr des überhitzten Dampfes in die Brennkammer. Die Gegenstrombrennkammer ist auch außerhalb der rotierenden Teile angeordnet, was sie leicht zugänglich für die notwendigen Modifikationen macht [7]. Neben dem WET soll auch ein hybrid-elektrisches Antriebskonzept erforscht werden [5].

Für die Integration des WET-Konzepts wird die M₂₅₀ umgebaut. Dazu gehört die Installation des AHDE, eines Dampfüberhitzers sowie einer Düse zur Dampfeinspritzung in die Brennkammer. Um den zusätzlichen Massenstrom durch den eingespritzten Dampf auszugleichen, wird hinter dem Verdichter ein zusätzliches Zapflventil eingebaut. Das System zur Wasserrückgewinnung wird wie in Abbildung 2.3 dargestellt, in das Abgassystem der M₂₅₀ integriert. Im Unterschied zu dem in Unterabschnitt 2.1.2 beschriebenen Verfahren, wird das Abgas hier durch eine externe Kühlung im Wärmetauscher runtergekühlt. Um den Energiebedarf des Prüfstandes zu minimieren, wird nur ein Teil des Abgases durch die Wärmetauscher geleitet. Anschließend erfolgt die Wasserrückgewinnung in der Rückgewinnungseinheit.

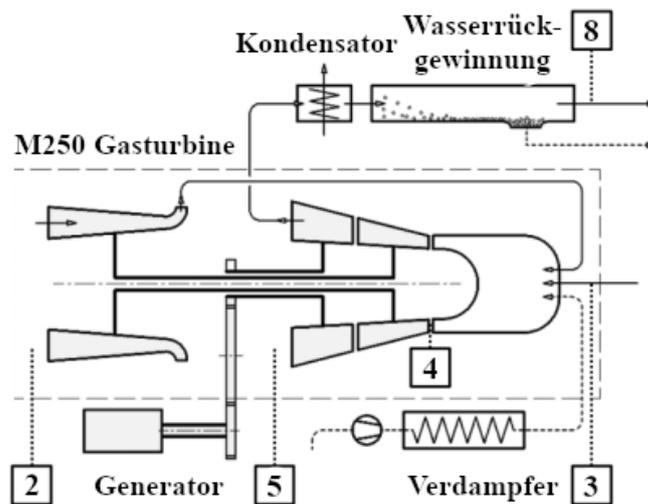


Abbildung 2.3: WET-Konzept auf Basis der M₂₅₀ [7]

Der aktuelle Stand des Prüfstands ermöglicht den Betrieb der M₂₅₀ im Labor, jedoch wurde der WET-Zyklus noch nicht vollständig implementiert. Um diesen Betrieb zu ermöglichen, wurden verschiedene Anpassungen vorgenommen, auch in der Laborinfrastruktur, welche im Folgenden beschrieben werden.

Zur Untersuchung des hybrid-elektrischen Antriebskonzepts wird die Abtriebswelle der Turbine mit einer Generatoreinheit gekoppelt. Da der Generator eine höhere Drehzahl als der ursprüngliche Rotor benötigt, musste das Übersetzungsverhältnis des Getriebes entsprechend angepasst werden. Die Luft, die der Verdichter ansaugt, wird über einen Schlauch zum Prüfstand geführt. Dort wird sie in einem Strömungsgleichrichter homogenisiert und anschließend zur Druck- und Massenstrommessung in eine Absetzkammer geleitet.

Die Abgase werden über zwei angeschweißte, 3D-gedruckte Rohre zum Abzugskamin geleitet. Damit wird eine versiegelte Verbindung zwischen dem Triebwerk und dem Schornstein sichergestellt, welche aufgrund des Unterdrucks durch die Laborlüftung während des Betriebs notwendig ist. Um einen sicheren Betrieb der M₂₅₀ zu gewährleisten, wurde ein Sicherheitssystem integriert, das automatisch kritische Parameter wie die Drehzahlen, die Ein- und Austrittstemperatur der Turbine, den Öldruck und Vibrationen überwacht. Bei Über- oder Unterschreiten eines Grenzwertes wird die Kraftstoffzufuhr durch ein Absperrventil unterbrochen. Zur Steuerung wurde ein Human Machine Interface (HMI) programmiert [5]. Ein HMI ist eine Schnittstelle zwischen Mensch und Maschine, welche es dem Menschen ermöglicht, die Maschine zu steuern [16]. Um sowohl das Sicherheitssystem als auch die Forschung mit allen notwendigen Messdaten zu versorgen, wurden umfangreiche Messstellen am Prüfstand installiert [7]. Für diese Arbeit ist vor allem die Temperaturmessung von besonderer Bedeutung. Zur Temperaturerfassung werden Thermoelemente verwendet. Thermoelemente sind Paare elektrischer Leiter, die wie in Abbildung 2.4 dargestellt an einem Ende miteinander verbunden und am anderen Ende voneinander getrennt sind. Links wird die Temperatur T_M an der Verbindungsstelle gemessen, während rechts die gemeinsame Vergleichstemperatur T_V der beiden getrennten Enden anliegt [17].

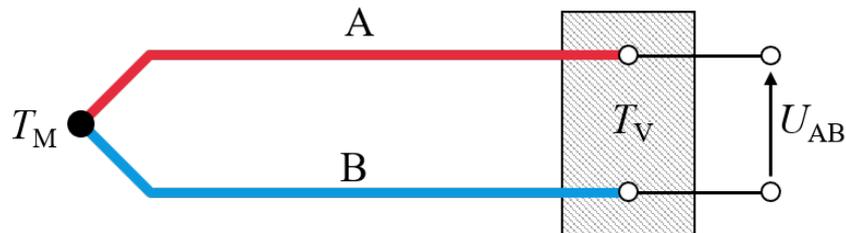


Abbildung 2.4: Thermoelement [17]

Nach dem thermoelektrischen Effekt entsteht in einem Leiter, der einem Temperaturgefälle ausgesetzt ist, eine Spannung. Die Größe dieser Spannung ist materialabhängig. Werden zwei unterschiedliche Materialien für die Leiter A und B verwendet, kann aus der Spannungsdifferenz U_{AB} die Temperatur T_M abgeleitet werden. Je nach Materialzusammensetzung werden die Thermoelemente in verschiedene Typen, wie z. B. A, B, J, N und R, unterteilt. Diese Buchstaben repräsentieren nur eine Auswahl der verfügbaren

Thermoelementtypen [17][18].

Abbildung 2.5 gibt einen Überblick über die gemessenen Größen. Die Zahlen entsprechen den in Abbildung 2.2 definierten Triebwerksebenen.

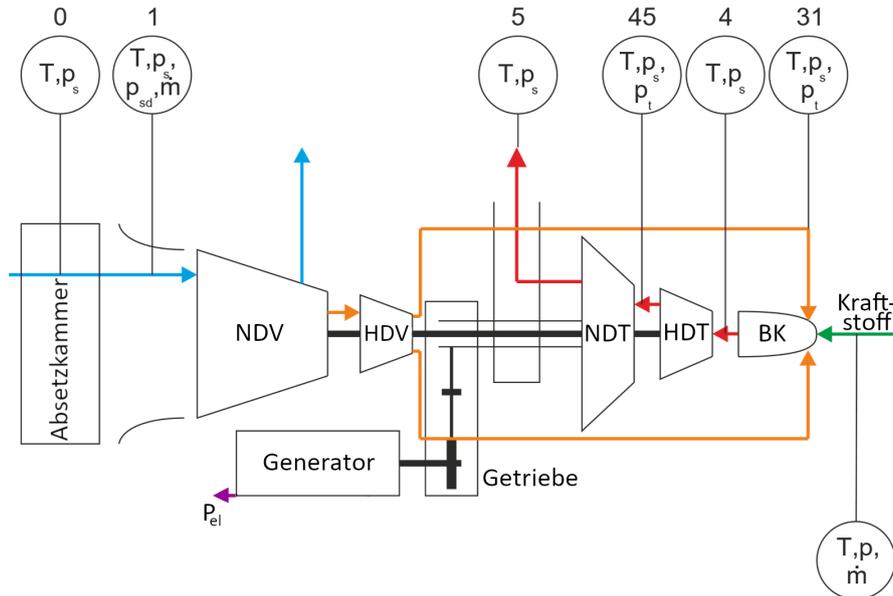


Abbildung 2.5: Instrumentarisierung der M250[5]

Die Messstellen für die Umgebungsbedingungen (0) befinden sich in der Absetzkammer, in der die Totaltemperatur T_{t0} und der statische Druck p_{s0} erfasst werden. Die Temperatur wird mit zwei Thermoelementen des Typs N gemessen. Am Verdichtereingang wird die Temperatur T_{t1} mit vier Typ-N-Thermoelementen erfasst, desweiteren wird p_{s1} und zur Berechnung des Massenstroms \dot{m}_2 der Differenzdruck $p_{sd1} = p_{s0} - p_{s1}$ gemessen.

Am Verdichteraustritt werden die Größen T_{t3} , p_{s3} und p_{t31} erfasst. Die Brennkammerein- und austrittszustände entsprechen dem Verdichteraustritt bzw. Turbineneintrittszustand. Die präzise Messung der Turbineneintrittstemperatur T_{t4} ist besonders wichtig, nicht nur für das oben erwähnte Sicherheitssystem, sondern auch, weil sich die Temperaturen aufgrund der ungleichmäßigen Verbrennung innerhalb der Brennkammer stark über den Umfang der Turbine hinweg unterscheiden können. Um ein vollständiges und genaues Bild der tatsächlichen Turbineneintrittstemperatur zu erhalten, wird T_{t4} mit 14 Thermoelementen des Typs R gemessen. Zudem wird noch der statische Druck p_{s4} erfasst. Zwischen der HDT und der NDT werden die Größen T_{t45} , p_{s45} und p_{t45} gemessen. Schließlich wird die Austrittstemperatur T_{t5} und der statische Druck p_{s5} in den angeschweißten Rohren gemessen [5].

2.2 Hardware in the Loop

2.2.1 Entwicklung von Hardware-in-the-Loop-Simulationen

Bevor die realen Messstellen jedoch zum Einsatz kommen, muss sichergestellt werden, dass das Triebwerk mit den eingebauten Erweiterungen sicher funktioniert. Eine bewährte Methode, um die Sicherheit solcher Prüfstände zu erhöhen, sind HiL-Simulationen. Diese bieten eine vergleichsweise einfache Möglichkeit, kritische Abläufe und Systeme unter kontrollierten Bedingungen zu testen. In den folgenden Kapiteln werden die Ursprünge von HiL-Simulationen, ihre Anforderungen sowie der grundlegende Aufbau eines HiL-Prüfstandes näher beschrieben.

Die Anfänge von Hardware-in-the-Loop-Simulationen reichen bis in das Jahr 1936 zurück, als erste Versuche unternommen wurden, Instrumente in einem feststehenden Cockpit zu simulieren. Diese frühen Versuche dienten dazu, Piloten ohne ein echtes Flugzeug zu schulen. Im Laufe der Zeit wurden diese Simulationen ausgeweitet, um auch Bewegungen des Cockpits im Flug mithilfe von Aktuatoren nachzubilden. In der Automobilindustrie fand HiL ebenfalls Anwendung, etwa bei der Simulation von Reifenbewegungen zur Prüfung der Federung und Karosserie oder bei der Motorsimulation durch die Nachbildung des Getriebes mit einem Elektromotor [19].

Besonders in der Luft- und Raumfahrt erlangten HiL-Simulationen zunehmend an Bedeutung. Das US-Militär nutzte diese Technologie zur Entwicklung von Raketenlenksystemen und die NASA zur Forschung an hoch manövrierfähigen Flugzeugen zur Erforschung des Fly-by-Wire-Systems [20]. Mit der kontinuierlichen Verbesserung und Beschleunigung von Computern in den letzten Jahrzehnten hat die Elektronik in modernen Systemen eine immer zentralere Rolle eingenommen. Hydraulische und elektronische Regelungen werden durch zunehmend kleinere, zuverlässigere Computer ersetzt [21]. Gleichzeitig werden Entwicklungszeiten kürzer, während die Komplexität von Steuerungs- und Regelungssystemen sowie die Anforderungen an Zuverlässigkeit und Effizienz steigen. Mittlerweile wird der Großteil der Systemsteuerung durch Softwarealgorithmen in eingebetteten Systemen realisiert [21].

Um diese Systeme modellieren, testen, validieren und ihr Verhalten in verschiedenen Szenarien verstehen zu können, sind computergestützte Simulationen als Teil des Entwicklungsprozesses unverzichtbar geworden [19].

Im Entwicklungsprozess kommen verschiedene Testmethoden zum Einsatz. Je nachdem welche Systemkomponenten simuliert werden, lassen sich diese unterteilen:

Ein früher Schritt ist das Software-in-the-Loop (SiL), bei dem sowohl der Prozess als auch das zu testende System, vollständig simuliert werden. Dies schafft eine virtuelle Umgebung, in der das Systemverhalten analysiert und die Steuerungsalgorithmen optimiert werden können. Sobald diese Algorithmen verifiziert sind, folgen HiL-Tests. In dieser Phase wird das System unter Test (SUT) in eine simulierte Umgebung integriert, um sicherzustellen, dass es unter simulierten, realitätsnahen Betriebsbedingungen korrekt funktioniert. Dies ist wichtig, um eventuelle noch nicht entdeckte Fehler zu finden, bevor

diese zu Schäden am Gesamtsystem oder der Umgebung führen können. Zur endgültigen Verifikation wird beim Control Prototyping eine prototypische Version des SUT, die noch nicht der finalen entspricht, in die reale Umgebung implementiert. Dies ermöglicht es, das SUT weiter zu testen und zu optimieren, bevor es vollständig implementiert wird [19].

HiL-Simulationen ermöglichen die Integration eines realen Subsystems, des SUT, in eine simulierte Betriebsumgebung. Dies bietet den Vorteil, dass das SUT unter realitätsnahen Bedingungen getestet werden kann, ohne dass das vollständige System vorhanden sein muss. Zudem lassen sich extreme oder gefährliche Bedingungen simulieren, ohne das System zu gefährden.

Essentiell bei HiL ist das Testen des SUT unter Echtzeitbedingungen, das bedeutet die Ein- und Ausgangssignale der Simulation müssen mit dem SUT mit den gleichen zeitlichen Abhängigkeiten wie im realen Betrieb interagieren.

2.2.2 Datentransfer

Echtzeitfähigkeit stellt neben Anforderungen an die Leistungsfähigkeit des Computers und der Simulation auch hohe Anforderungen an die Datenübertragung. Die am weitesten verbreitete Technologie zur Datenübertragung ist das Ethernet [22]. Ethernet ist eine Technik, die den Datenaustausch zwischen Geräten ermöglicht. Wenn die Geräte sich in einem lokalen Netz, Local area network (LAN), befinden, können sie sich über das Ethernet Protokoll verbinden und Daten austauschen.

Der Datentransfer erfolgt über Datenpakete, die zwischen den Geräten, also den Netzwerkteilnehmern, hin- und hergesendet werden. Ein Datenpaket nach dem Standard-Protokoll IEEE802.3 besteht aus der Präambel, dem Start Frame Delimiter (SFD) und dem Ethernet-Frame. Die Struktur ist in Abbildung 2.6 dargestellt.

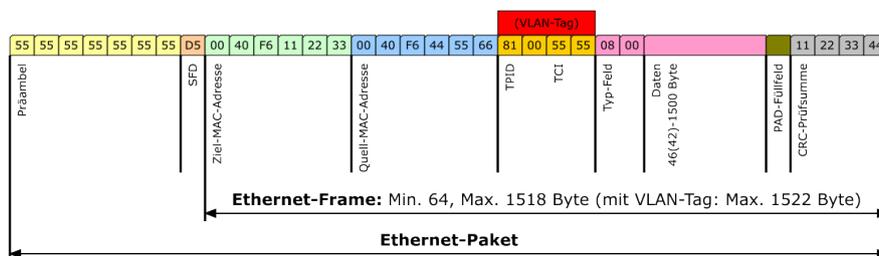


Abbildung 2.6: Datenpaket nach IEEE802.3 [23]

Die ersten 8 Bytes bilden die Präambel und der SFD, diese regeln die Bit-Synchronisation zwischen den Teilnehmern und stellen sicher, dass alle Geräte im Netzwerk denselben Takt einhalten. Der darauffolgende Ethernet-Frame hat eine Länge von 64 bis 1518 Bytes und setzt sich aus verschiedenen Einheiten zusammen. Der Header ist 14 Bytes groß und enthält die Quell- und Ziel-MAC-Adressen sowie das EtherType-Feld, welches das

verwendete Protokoll spezifiziert [23].

Die MAC-Adresse ist eine 6 Byte lange eindeutige Kennung, die jedes Gerät in einem LAN eindeutig identifiziert [24]. Nach dem Header folgt das eigentliche Datenfeld, dieses kann zwischen 46 und 1500 Bytes groß sein. Wenn die zu übertragenden Daten weniger als 46 Bytes umfassen, wird das sogenannte PAD-Feld verwendet, um das Ethernet-Frame auf die erforderliche Mindestgröße von 64 Bytes zu erweitern. Am Ende des Frames befindet sich der 4 Byte große Trailer, welcher eine Prüfsumme enthält. Diese Prüfsumme wird sowohl vor dem Versenden als auch beim Empfang berechnet, um die Integrität der Daten zu gewährleisten. Stimmen die Prüfsummen nicht überein, wird das Datenpaket verworfen [23].

In der Automatisierungstechnik, wo viele Teilnehmer oft nur wenige Prozessdaten übertragen müssen, entsteht das Problem, dass trotz kleiner Datenmengen für jeden Teilnehmer ein kompletter Ethernet-Frame von mindestens 64 Bytes gesendet werden muss. Dies führt zu einer vergleichsweise geringen Effizienz in der Datenübertragung. Als Lösung hat Beckhoff die EtherCAT-Technologie entwickelt. EtherCAT ist eine Industrial-Ethernet-Technologie, die ebenfalls Standard-Ethernet-Frames verwendet, jedoch einen anderen Ansatz für die Datenübertragung verfolgt. Im Gegensatz zum herkömmlichen Ethernet, bei dem jeder Teilnehmer eigenständig Datenframes sendet, wird bei EtherCAT ein einzelner Datenframe, siehe Abbildung 2.7, vom sogenannten EtherCAT-Master generiert und an die Teilnehmer, die EtherCAT-Slaves, weitergeleitet.



Abbildung 2.7: EtherCAT Datenpaket [25]

Diese lesen ihre spezifischen Ausgangsdaten „on-the-fly“, also während des Durchlaufs, aus ihrem entsprechenden Datagram im Frame aus und fügen gleichzeitig ihre Eingangsdaten ein. Der Frame wird dann an den nächsten Slave weitergeleitet, bis er schließlich zum Master zurückgesendet wird. Auf diese Weise wird die Effizienz der Datenübertragung erheblich gesteigert, da für mehrere Teilnehmer nur ein gemeinsamer Header und Trailer benötigt werden.

Der Master ist dabei der einzige Teilnehmer im Netzwerk, der das Recht hat, einen EtherCAT-Frame zu senden, während die Slaves den Frame lediglich weiterleiten. Da nur ein Teilnehmer das Recht hat, Frames zu versenden, treten keine unerwarteten Verzögerungen auf, was die Echtzeitfähigkeit des Systems sicherstellt. Diese Eigenschaften machen EtherCAT besonders geeignet für Echtzeitanwendungen wie HiL-Simulationen [25].

2.2.3 Aufbau

Die Datenübertragung in Echtzeit ermöglicht das Verbinden der verschiedenen Komponenten eines HiL-Aufbaus in Echtzeit. Der Aufbau wird im Folgendem anhand des konkreten Beispiels der Kraftstoffregelanlage des Prüfstandes am DLR beschrieben.

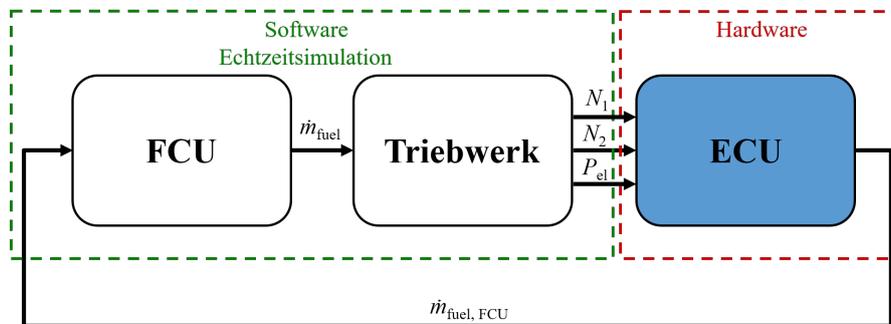


Abbildung 2.8: HiL-Framework [9]

In Abbildung 2.8 ist die Kraftstoffregelanlage schematisch dargestellt. Sie besteht aus einer elektronischen Regeleinheit (ECU)¹ und einer Kraftstoffregeleinheit (FCU)². Die FCU ist ein elektro-hydraulischer Aktuator, welcher mithilfe eines Drosselventils und anderer Ventile die Menge an Kraftstoff regelt, die in die Brennkammer eingespritzt wird. Die ECU enthält den Regelungsalgorithmus und sendet den benötigten Kraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{\text{fuel,FCU}}$ zur FCU, welche dann entsprechend die Drosselventile einstellt [9]. Dabei stellt die ECU das SUT dar und die FCU und das Triebwerk sind Teil der Simulation. Die ECU erhält von der Simulation Daten zu den Drehzahlen (N_1 , N_2) und der benötigten elektrischen Leistung P_{el} des Generators, berechnet den benötigten Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{fuel} und sendet diese Daten an die Simulation zurück, die ihre Berechnungen damit aktualisiert.

Die Simulation läuft auf einer Performance Real-Time Target Machine, einem echtzeitfähigem Computer, von Speedgoat in Simulink[®] Real-Time[™]. Zur Steuerung der Simulation über die HMI ist die Target Machine mit einem Windows-Host-Computer verbunden. Auch die Messdatenerfassung für die Forschung erfolgt automatisiert auf dem Windows-Computer. Die ECU ist auf einem Embedded-PC von Beckhoff implementiert. Dieser Embedded-PC ist über EtherCAT mit der Target Machine verbunden. Der Datentransfer mittels EtherCAT ermöglicht, dass die Daten zwischen der ECU und der Target Machine nach den in Unterabschnitt 2.2.1 beschriebenen Anforderungen ausgetauscht werden können. Abbildung 2.9 stellt den HiL-Aufbau zur Übersicht nochmal dar.

¹engl. Electronic Control Unit

²engl. Fuel Control Unit

2 Stand der Technik

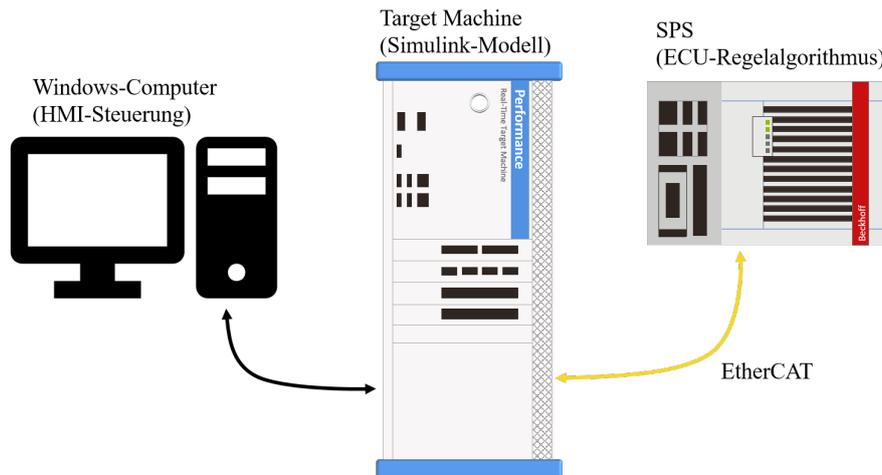


Abbildung 2.9: HiL-Aufbau

Mithilfe der installierten TwinCAT³ Laufzeitumgebung fungiert der Embedded-PC als Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS) und ermöglicht die Implementierung des Regelalgorithmus [27]. Auch das in Unterabschnitt 2.1.3 erwähnte Sicherheitssystem läuft auf der SPS. Die notwendigen Ein-/Ausgabe (E/A)-Schnittstellen der Target Machine zur Kommunikation mit der SPS sind bereits in der Target Machine integriert und werden detailliert in Abschnitt 3.3 beschrieben.

Das Simulationsmodell des Triebwerks basiert auf dem am DLR entwickelten Micro Gas Turbine Steady-State Simulator (MGTS₃). Das MGTS₃ Modell dient der Berechnung komplexer Gasturbinenkreisläufe [28]. Die verschiedenen Komponenten des Triebwerks sind modular mit Matlab[®] programmiert. In Simulink[®] können die einzelnen Komponentenblöcke zur Erstellung eines Simulationsmodells zusammengefügt werden. Simulink[®] als graphische Oberfläche ermöglicht auch die grafische Verbindung der Blöcke über spezifizierte Schnittstellen wie Gasströme oder Wellen [29]. Die Target Machine verwendet das Echtzeitbetriebssystem Simulink[®] Real-Time[™] und ermöglicht damit eine einfache Integration der Simulation [30]. Im Modell wird das Gasgemisch als ideal betrachtet und die Verbrennung als vollständige Verbrennung. Wärmekapazität, Viskosität sowie Wärmeleitfähigkeit werden temperaturabhängig berechnet. Das Verhalten von Verdichter und Turbinen wird mit den in Unterabschnitt 2.2.4 beschriebenen Kennfeldern berechnet [29] [28].

Damit die Ergebnisse und Daten aus HiL-Versuchen verwertbar sind, muss gezeigt werden, dass die Simulation eine hinreichend genaue Repräsentation der Realität darstellt. Ledin [10] hat dazu die Konzepte der Verifikation und Validation definiert. Verifikation ist der Prozess, bei dem geprüft wird, ob die Implementierung der mathematischen Modelle korrekt ist. Dies kann beispielsweise durch den Vergleich von Simulationsergebnissen mit analytischen Berechnungen oder unabhängigen Simulationen eines

³Automatisierungssoftware zur SPS-Programmierung [26]

ähnlichen Systems geschehen. Die Validierung hingegen überprüft, ob die Simulation das reale System hinreichend genau nachbildet. Hierfür können die Ergebnisse einer HiL-Simulation mit den Messdaten eines realen Betriebsdurchlaufs verglichen werden. Anhand der Abweichung zwischen den Ergebnissen wird dann entschieden, ob das Simulationsmodell realitätsnah genug ist und für weitere Tests verwendet werden kann [10].

Die Verifikation des Simulationsmodells wurde von Marcellan u. a. [28] durchgeführt. Die M₂₅₀ wurde in Zusammenarbeit zwischen dem DLR und dem BHL modelliert. Das Simulationsmodell des BHL wurde jedoch für andere Forschung in eine andere Rahmenstruktur implementiert. Beide Modellen wurden demnach unabhängig voneinander entwickelt, jedoch unter Berücksichtigung von gemeinsamen Rahmenbedingungen, welche die Vergleichbarkeit in späteren Entwicklungsstufen sicherstellen sollen. Dies ermöglicht es, das Modell des BHL als Vergleichsmodell zur Verifikation anzuwenden. Das Ergebnis des Vergleichs ist in Unterabschnitt 2.2.4 anhand eines Kennfelds dargestellt.

2.2.4 Turbomaschinen Kennfelder

Kennfelder von Turbomaschinen sind eine grafische Darstellung ihrer Betriebscharakteristiken [31]. Sie zeigen die Abhängigkeit wesentlicher Betriebsgrößen und ermöglichen damit die genaue Berechnung der Verhaltensweise von Verdichtern und Turbinen, wie beispielsweise im MGTS₃. Im Folgenden wird der Einfachheit halber nur noch der Verdichter betrachtet.

Die Erstellung oder Vermessung eines eigenen Kennfeldes ist für den Durchschnittsnutzer nicht praktikabel. Stattdessen wird häufig das Kennfeld eines vergleichbaren Verdichters aus der Literatur herangezogen und so angepasst, dass es mit den bereits bekannten Datenpunkten des eigenen Verdichters übereinstimmt [32]. Hierfür ist ein Standardformat erforderlich, das auf der Machzahl-Similarität basiert [33]. Laut Bschorer und Költzsch [34] sind Strömungen, bei denen die Druckkräfte neben der Geschwindigkeit auch auf die Kompressibilität zurückzuführen sind, ähnlich, wenn die Machzahl übereinstimmt. Daher wird anstelle des Massenstroms \dot{m} der korrigierte Massenstrom \dot{m}_k :

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{m} \sqrt{T_{\text{tin}}}}{p} \quad (2.1)$$

und anstelle der Drehzahl N_1 die korrigierte Drehzahl N_k :

$$N_k = \frac{N}{\sqrt{T_{\text{tin}}}} \quad (2.2)$$

verwendet [33].

In einem Verdichter-Kennfeld wird das Verdichterdruckverhältnis π :

$$\pi = \frac{p_{\text{tin}}}{p_{\text{tout}}} \quad (2.3)$$

siehe Abbildung 2.10a, bzw. der adiabate Verdichterwirkungsgrad η , siehe Abbildung 2.10b, über den korrigierten Massenstrom \dot{m}_k für verschiedene N_k -Linien aufgetragen. Wie Kurzke [32] zeigt, lassen sich diese Größen alle auf die Machzahl zurückführen.

Für die M250 ergeben sich die Werte entsprechend der in Abbildung 2.5 dargestellten Ebenenbezeichnung zu:

$$\dot{m}_k = \frac{\dot{m}_2 \sqrt{T_{t2}}}{p_{t2}} \quad (2.4)$$

$$N_k = \frac{N_1}{\sqrt{T_{t2}}} \quad (2.5)$$

$$\pi = \frac{p_{t2}}{p_{t3}} \quad (2.6)$$

Abbildung 2.10 zeigt die Verdichter-Kennfelder der M250, wobei die Werte auf den Achsen auf ihre jeweiligen Maximalwerte normiert sind.

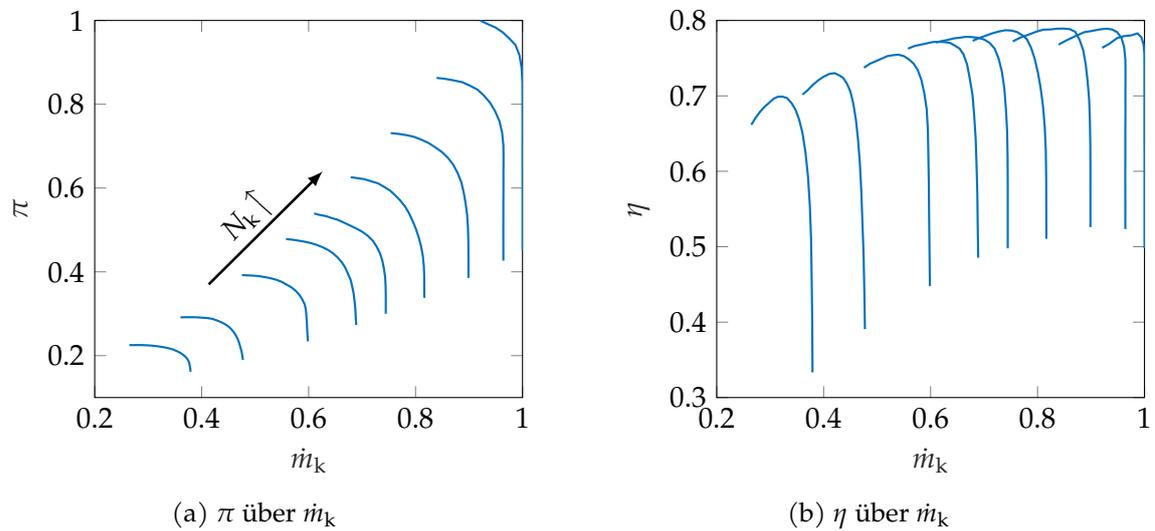


Abbildung 2.10: Verdichter-Kennfeld der M250 [35]

Zur genauen Berechnung muss zwischen den Drehzahllinien interpoliert werden. Für den Betriebsbereich außerhalb des Designpunktes, wie etwa den Start- und Anfahrprozess, ist eine Extrapolation erforderlich [33]. Es gibt verschiedene Methoden zur Inter- und Extrapolation, von einfachen linearen Ansätzen bis hin zu neuronalen Netzwerken. In Nils [35] wurden diese Methoden hinsichtlich ihrer Eignung zur Extrapolation eines Kennfeldes in den niedrigen Durchflussbereich während des Startprozesses untersucht. Die exponentielle Extrapolation erwies sich dabei als die geeignetste Methode. Das Ver-

hältnis zweier korrigierter Massenstromwerte $(\dot{m}_k)_a, (\dot{m}_k)_b$ entspricht dem Verhältnis zweier korrigierter Drehzahlen $(N_k)_a, (N_k)_b$ hoch einem Exponenten q :

$$\frac{(\dot{m}_k)_b}{(\dot{m}_k)_a} = \left[\frac{(N_k)_b}{(N_k)_a} \right]^q \quad (2.7)$$

Die Indizes a und b kennzeichnen dabei zwei verschiedene Drehzahllinien, zwischen denen interpoliert oder extrapoliert wird. Zur Berechnung der korrigierten Drehzahl bei gegebenem \dot{m}_k wird Gleichung 2.7 nach q aufgelöst, wobei die bekannten Werte der beiden Linien von \dot{m}_k und N_k eingesetzt werden. Mit gegebenem q kann man Gleichung 2.7 nach einer Drehzahl auflösen und erhält nach Einsetzen der jeweils anderen Werte die gesuchte Drehzahl bei \dot{m}_k [35]. Damit kann nun im MGTS₃ mit gegebenem Verdichterwirkungsgrad η und Massenstrom \dot{m}_k die Drehzahl des Verdichters berechnet werden und so das Verhalten von Verdichter und Turbine simuliert werden. Um das Simulationsmodell des DLR zu verifizieren, hat Marcellan u. a. [28] die in Abbildung 2.11 dargestellten Betriebspunkte mit dem Modell des BHL sowie Werten aus der Literatur als Referenz verglichen. Der Vergleich zeigt eine maximale Abweichung zwischen dem DLR und dem BHL-Modell von weniger als 0,53 % und 2,98 % beim Vergleich mit den Literaturwerten [28]. Diese Unterschiede sind in einem für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche genügendem Bereich. Die Validierung des Simulationsmodells wird in Abschnitt 4.1 behandelt.

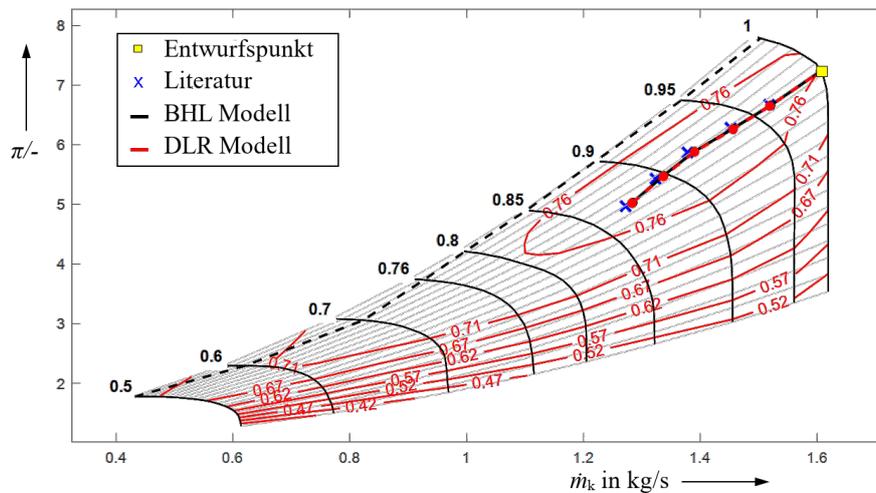


Abbildung 2.11: Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen DLR, BHL und Literatur [28]

2.3 Regelung

2.3.1 Allgemeine Theorie

Die Kraftstoffregelanlage ist ein wichtiger Bestandteil des Steuerungssystems des Triebwerks. Durch Anpassung der eingespritzten Kraftstoffmenge wird geregelt wie viel Leistung erzeugt wird. Erst dadurch ist ein Betrieb in verschiedenen Lastpunkten möglich [9]. Die Anlage steuert den Kraftstoffmassenstrom basierend auf der erforderlichen Menge für den jeweiligen Lastpunkt. Im Gegensatz zur Steuerung basiert die Regelung auf dem Prinzip der Rückkopplung. Hierbei ist der Wirkungsweg geschlossen und die Regelgröße beeinflusst sich kontinuierlich selbst [36]. Ein Regelkreis besteht aus den in Abbildung 2.12 dargestellten Elementen.

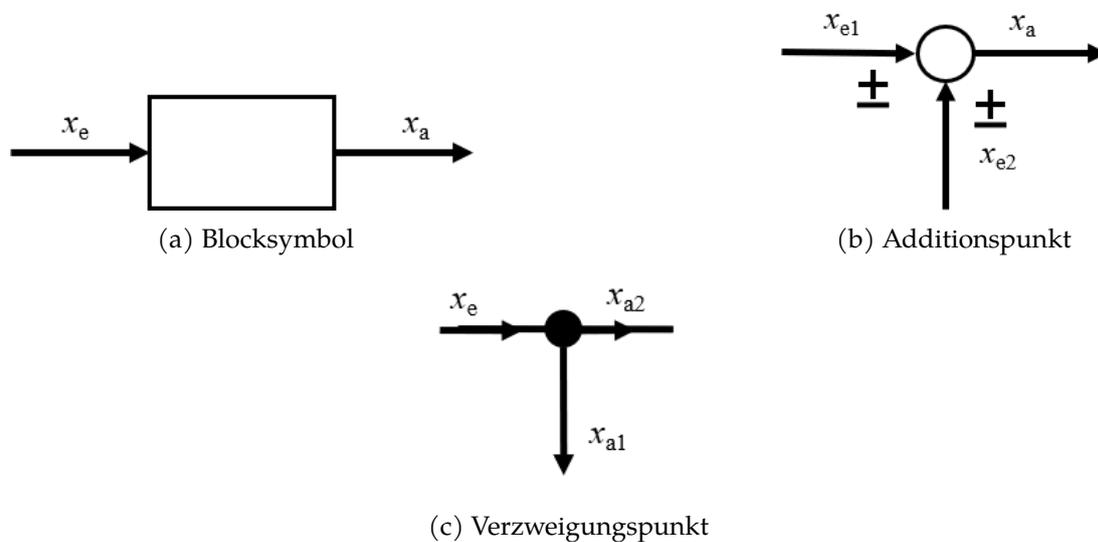


Abbildung 2.12: Elemente Wirkungsplan [37]

Das Blocksymbol in Abbildung 2.12a stellt ein Regelkreisglied, wie beispielsweise einen Regler oder die Regelstrecke, dar. Am Additionspunkt in Abbildung 2.12b ist die Abhängigkeit der Signale folgendermaßen gegeben: $x_a = x_{e1} + x_{e2}$. Beim Verzweigungspunkt in Abbildung 2.12c gilt: $x_a = x_{e1} = x_{e2}$ [37]. In Abbildung 2.13 ist der Wirkungsplan eines einfachen Regelkreises abgebildet. Die Rückkopplung erfolgt über das Messglied, welches den Istwert der Regelgröße y_m erfasst. Dieser wird mit der Führungsgröße w (Sollwert) verglichen und die Regeldifferenz e dient als Eingang für den Regler. Der Regler berechnet daraus, entsprechend seinem Übertragungsverhalten, die Steuergröße u . Diese wird durch das Stellglied umgesetzt und beeinflusst damit die Regelstrecke [36].

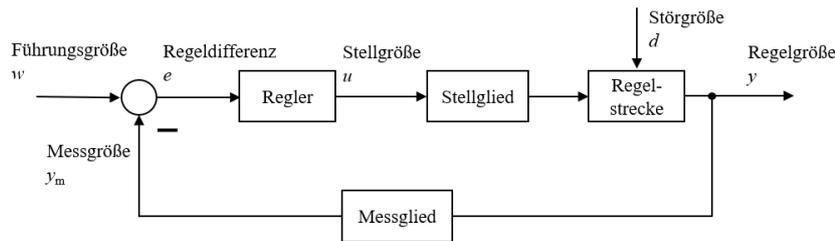


Abbildung 2.13: Regelkreis [37]

Auf die meisten Systeme wirken außerdem Störeinflüsse ein. Diese Störgrößen d führen zu Abweichungen der Regelgröße von der Führungsgröße. Durch die Rückführung der Messgröße wird dieser Einfluss berücksichtigt, was ein wesentlicher Vorteil der Regelung gegenüber der Steuerung ist. Der Nachteil einer Regelung liegt jedoch darin, dass sie zu einer Instabilität des Systems führen kann [38].

Instabilität bedeutet, dass das System auf ein begrenztes Eingangssignal mit einem unbegrenzten Ausgangssignal reagiert. Ein stabiles System hingegen reagiert auf ein begrenztes Eingangssignal stets mit einem begrenzten Ausgangssignal. Solche Systeme werden als BIBO (*Bounded Input Bounded Output*) stabil bezeichnet [38].

Die Norm Benennung und Einteilung von Reglern (DIN 19 225) [39] unterscheidet zwischen analogen und digitalen Reglern, basierend auf der Signalform der Ein- und Ausgangsgröße. Analoge Signale sind zeitkontinuierlich, während digitale Signale im klassischen Sinne wertdiskret sind. Wenn beide Signale kontinuierlich sind, handelt es sich um einen analogen Regler. Ist eines diskret, spricht man von einem digitalen Regler. Weiter wird zwischen einem wert-kontinuierlichem, also stetigem Signal und wert-diskreten Signal als unstetigem Signal unterschieden. Ein Regler mit stetigem Ein- und Ausgangssignal ist stetig, wohingegen ein Regler mit stetigem Eingangs- aber unstetigem Ausgangssignal unstetig ist [39]. Beim neuen Kraftstoffregler des Prüfstandes läuft der Regelalgorithmus auf einer SPS und ist damit ein digitaler Regler. Die analogen Signale werden durch einen Analog-Digital-Wandler (A/D) in ein digitales Eingangssignal überführt und entsprechend wird das digitale Ausgangssignal durch einen Digital-Analog-Wandler (D/A) in ein analoges Ausgangssignal überführt. Früher war die Auflösung solcher Wandler noch geringer, weswegen man den Quantisierungsfehler berücksichtigen musste, heutzutage arbeiten A/D- und D/A-Wandler aber mit einer so hohen Auflösung, dass dieser vernachlässigbar ist und die Signale wertkontinuierlich angenommen werden können [40]. Lunze [40] zeigt, dass die mathematische Beschreibung digitaler Regelungen denen der kontinuierlichen Regelung in einem ausreichenden Maße gleichzusetzen sind.

2.3.2 Übertragungsverhalten

Regelkreise lassen sich mathematisch über das Übertragungsverhalten der Regler und Regelstrecke beschreiben. Das Übertragungsverhalten eines Reglers bzw. einer Regelstrecke beschreibt die Abhängigkeit des Ausgangssignals vom Eingangssignal [40]. Der Regler

kann verstärkende (P-), integrierende (I-) oder differenzierende (D-) Eigenschaften haben. Eine Kombination dieser Eigenschaften ist ebenfalls möglich, die gängigste Kombination in der Industrie ist der PID-Regler. Folgend sind die wichtigsten Eigenschaften der einzelnen Anteile erklärt [41][42].

Der P-Regler verstärkt das Eingangssignal um den Proportionalbeiwert K_P :

$$u(t) = K_P e(t) \quad (2.8)$$

Der I-Regler beeinflusst die Stellgröße durch zeitliche Integration der Regelabweichung und den Verstärkungsfaktor K_I :

$$u(t) = K_I \int_0^t e(\tau) d\tau \quad (2.9)$$

Der D-Anteil reagiert auf die Ableitung der Regelabweichung, also die Änderungsgeschwindigkeit multipliziert mit dem Differenzierbeiwert K_D :

$$u(t) = K_D \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.10)$$

Veranschaulichen lässt sich das Übertragungsverhalten mit der Sprungantwort. Diese zeigt die Reaktion eines Systems auf ein sprungförmiges Eingangssignal. Die Sprungfunktion, welche zur Erzeugung eines sprungförmigen Signales genutzt wird, ergibt sich aus der Heaviside Funktion:

$$\sigma(t) = \begin{cases} 0, & \text{für } t < 0 \\ 1, & \text{für } t \geq 0 \end{cases} \quad (2.11)$$

skaliert mit der Sprunghöhe e_0 :

$$e(t) = e_0 \sigma(t) \quad (2.12)$$

Für einen Einheitssprung, also $e_0 = 1$, wird die Sprungantwort auch als Übergangsfunktion $h(t)$ bezeichnet [40]. Für den P- und I-Regler ergeben sich folgende Übergangsfunktionen:

$$\text{P-Regler: } u(t) = K_P \quad (2.13)$$

$$\text{I-Regler: } u(t) = K_I t \quad (2.14)$$

Die Übergangsfunktion des D-Reglers ist theoretisch unendlich groß, da die Steigung des Einheitssprungs unendlich ist. In Abbildung 2.14 sind die Sprungantworten des P- (Abbildung 2.14b), I- (Abbildung 2.14c) und D-Anteils (Abbildung 2.14d) infolge eines Einheitssprungs (Abbildung 2.14a) dargestellt. In Abbildung 2.14c wurde anstelle K_I die Nachstellzeit T_N verwendet, diese ist umgekehrt proportional zu K_I .

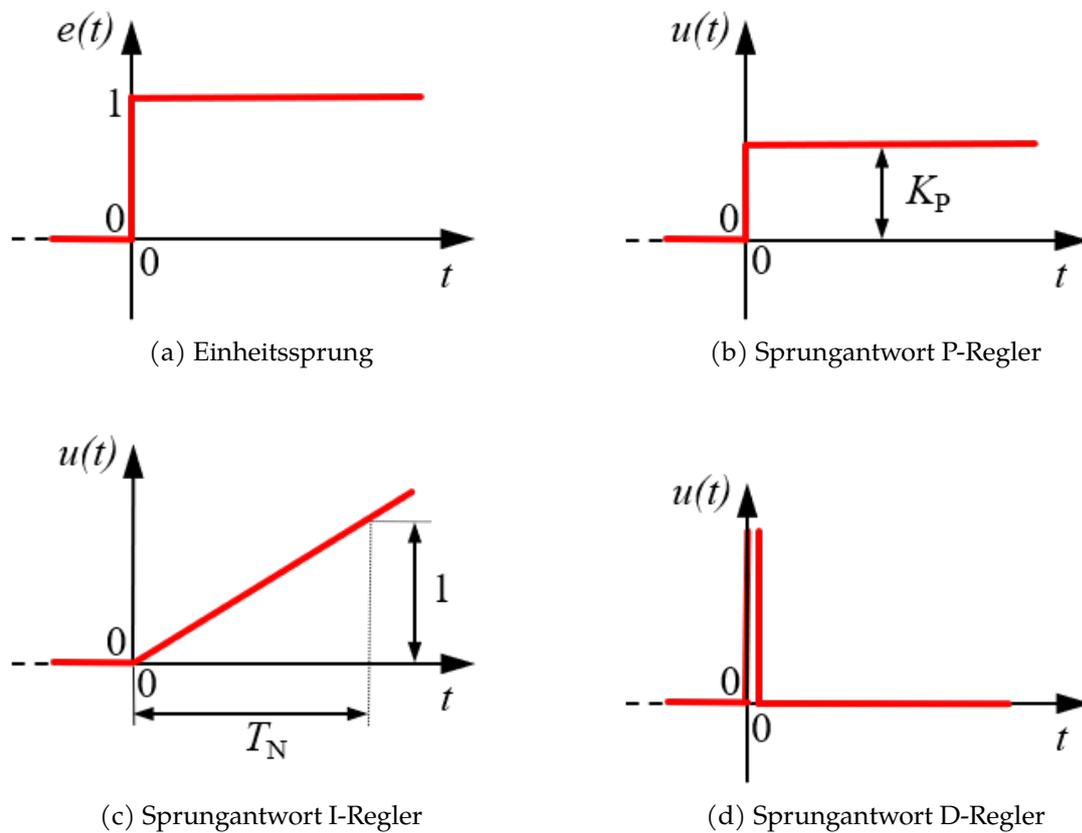


Abbildung 2.14: Sprungantworten infolge eines Einheitssprungs [41]

Aus Abbildung 2.14 wird ersichtlich, dass jeder Regler eigene Charakteristiken hat, die jeweils Vor- und Nachteile mit sich bringen. Je nach Anforderung an den Regelkreis ist es demnach üblich, verschiedene Regler zu kombinieren.

Der P-Anteil reagiert schnell auf eine Regelabweichung, weist jedoch immer eine konstante Regelabweichung auf. Der I-Anteil ist etwas langsamer, kann jedoch langfristig die Regelabweichung eliminieren. Angenommen, die aktuelle Regelabweichung ist null, geben der P- und I-Anteil richtigerweise keine Korrektur aus. Wenn nun aber eine Regelabweichung gerade beginnt sich bemerkbar zu machen, dauert es einen kurzen Moment bis der P- und I-Anteil darauf reagieren. In dieser Zeit kann die Regelabweichung schon ungewollte Störungen am System verursachen. Besser wäre es, schon auf die beginnende Regelabweichung zu reagieren, bevor sie Zeit hat sich auszuwirken. Dies ist mit dem D-Anteil möglich. Durch seine Eigenschaft auf die Änderungsrate zu reagieren, kann er auf die Regelabweichung reagieren, bevor diese sich voll ausgebildet hat. Dadurch werden allerdings auch Störungen, wie ein Rauschen, verstärkt [37][42].

Die standardmäßigen Kombinationen sind PI-, PD- und PID-Regler. Durch Kombination

der Anteile in Parallelstruktur (s. Abbildung 2.15) erhält man die Differentialgleichung des PID-Reglers nach Gleichung 2.15 [40]:

$$u(t) = K_P e(t) + K_I \int_0^t e(\tau) d\tau + K_D \frac{d}{dt} e(t) \quad (2.15)$$

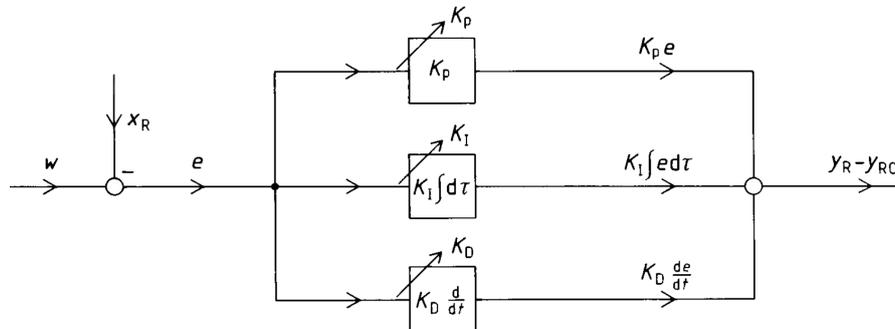


Abbildung 2.15: Wirkungsplan PID-Regler in Parallelstruktur [39]

In der Industrie hat sich die Darstellung nach Gleichung 2.16 mit der Nachstellzeit T_N und der Vorhaltzeit T_V etabliert:

$$u(t) = K_P \left[e(t) + \frac{1}{T_N} \int_0^t e(\tau) d\tau + T_V \frac{d}{dt} e(t) \right] \quad (2.16)$$

$$\text{Nachstellzeit: } T_N = \frac{K_P}{K_I}$$

$$\text{Vorhaltzeit: } T_V = \frac{K_D}{K_P}$$

Diese Parameter ermöglichen eine einfachere bzw. anschaulichere Anpassung der Regleranteile. Mit der Nachstellzeit kann man den Einfluss des I-Anteiles anpassen. Sie gibt an, wie lange der Regler benötigt, um auf einen anhaltenden Fehler zu reagieren und ihn auszugleichen, in Abbildung 2.14c graphisch dargestellt. Eine kürzere Nachstellzeit bedeutet, dass der Integralanteil schneller auf den Fehler reagiert und stärker eingreift. Eine längere Nachstellzeit bewirkt, dass der Integralanteil langsamer reagiert, was dazu führt, dass der Regler nicht zu stark auf kleine Fehler reagiert und die Stellgröße weicher angepasst wird [43]. Die Vorhaltzeit gibt an, wie stark der Differentialanteil auf Änderungen des Eingangssignals $e(t)$ reagiert. Im Wesentlichen also wie weit der Regler vorausschauend agiert, um auf plötzliche Änderungen zu reagieren [38].

Für die Einstellung der Regelparameter passend an die sich aus dem Betrieb ergebenden Anforderungen an den Regler gibt es verschiedene Methoden. Je nach Methode spielt dabei auch das Verhalten der Regelstrecke eine wichtige Rolle. Im hier thematisierten

HiL-Aufbau wird die Simulink[®]-Simulation als eine Blackbox betrachtet und somit sind keine Informationen über die Regelstrecke bekannt. In diesem Fall eignen sich die Einstellmethoden von Ziegler und Nichols am besten. Beim Ziegler-Nichols Verfahren wird der betrachtete Regler erstmals als P-Regler betrieben. Je nach Regler (PI- oder PID-Regler) setzt man also $T_N \rightarrow \infty$ und $T_V \rightarrow 0$. Dann erhöht man bei einer sprungförmigen Anregung K_P so lange, bis der Regler anfängt eine Dauerschwingung auszubilden [37][38]. Mithilfe des kritischen Wertes K_{krit} für den Proportionalbeiwert K_P und der kritischen Periodendauer der Dauerschwingung T_{krit} ergeben sich die empfohlenen Einstellwerte für K_P, T_N und T_V verschiedener Regler nach Tabelle 2.1

Parameter	P-Regler	PI-Regler	PID-Regler
K_P	$0.5 K_{krit}$	$0.45 K_{krit}$	$0.6 K_{krit}$
T_N	-	$0.83 T_{krit}$	$0.5 T_{krit}$
T_V	-	-	$0.125 T_{krit}$

Tabelle 2.1: empfohlene Einstellwerte nach Ziegler und Nichols [37]

2.3.3 Kaskadenregelung

Bei Regelstrecken mit großen Zeitkonstanten liefert ein einschleifiger Regler nicht immer das gewünschte Ergebnis. Marlin [42] beschreibt das Problem am Fallbeispiel der Regelung der Austrittstemperatur eines Rührkessels, welche konstant gehalten werden soll: Die Temperatur im Rührkessel wird durch eine Ölheizung reguliert. Durch Schwankungen im Öldruck variiert der Ölfluss und damit die Heizleistung und Temperatur. Ein klassischer Regler würde die Temperaturänderung durch Reduzierung des Ölflusses kompensieren. Er greift jedoch erst ein, wenn sich die Austrittstemperatur bereits geändert hat. Dadurch, dass es eine gewisse Zeit braucht, den Inhalt des Kessels aufzuheizen, reagiert das System nur langsam auf Schwankungen des Öldruckes.

Eine weit verbreitete Lösung, solche Systeme zu beschleunigen ist die Kaskadenregelung. Die Kaskadenregelung besteht aus zwei Regelkreisen. Einem inneren und einem äußeren Regelkreis wie in Abbildung 2.16 dargestellt. Für den zweiten Regler verwendet die Kaskadenregelung eine zusätzliche, sekundäre Messgröße. Diese fungiert als Indikator für das Auftreten einer für das System relevanten Störung. Der äußere Regler ist der primäre oder Führungsregler und regelt die Regelgröße y_1 . Die Ausgangsgröße u_1 des primären Reglers dient als Führungsgröße w_2 des sekundären Reglers, welcher y_2 regelt. Für den Rührkessel wird der Ölfluss als sekundäre Messgröße gewählt, da er unmittelbar mit Schwankungen im Öldruck zusammenhängt. Der äußere Regler bleibt der Temperaturregler. Der innere Regler übernimmt die Regelung des Ölflusses [42].

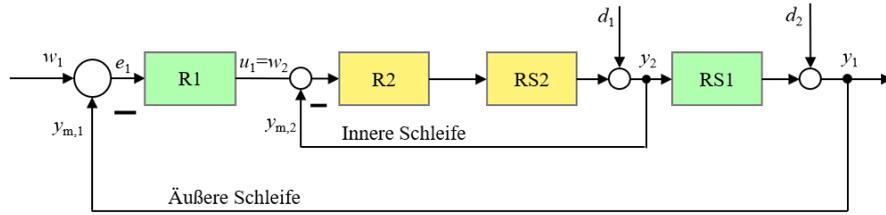


Abbildung 2.16: Wirkungsplan eines Kaskadenreglers [44]

2.3.4 Elektronischer Regler der M250

Der in der ECU implementierte Regler ist in Abbildung 2.17 dargestellt, als Kaskadenregler. Hier wird er jedoch nicht aufgrund seines klassischen Vorteils zur Beschleunigung der Regelung genutzt, sondern für einen flüssigen Übergang für den in Unterabschnitt 2.1.1 erwähnten Wechsel zwischen alleiniger Regelung durch den N_1 -Regler und gekoppelter Regelung durch den N_1 - und N_2 -Regler. Beide Regler wurden als PI-Regler ausgelegt. Die in Unterabschnitt 2.3.2 dargestellte Methode für den Reglerentwurf lässt sich abgewandelt auch auf die Kaskadenregelung übertragen. Da der innere Regler das Übertragungsverhalten des äußeren beeinflusst, werden zuerst nur die Parameter des inneren Reglers bestimmt, der äußere Regler ist dabei nicht aktiv. Nachdem der innere Regler sich wie gewünscht verhält, kann der äußere Regler, mit dem inneren Regler aktiv, eingestellt werden [38][42]. Für den N_1 -Regler wurden in vorherigen Versuchen folgende Parameter festgelegt:

$$K_P = 0.5$$

$$T_I = 1.5$$

Die Regelparameter des N_2 -Reglers wurden nach der in Abschnitt 3.1 dargestellten Methode bestimmt.

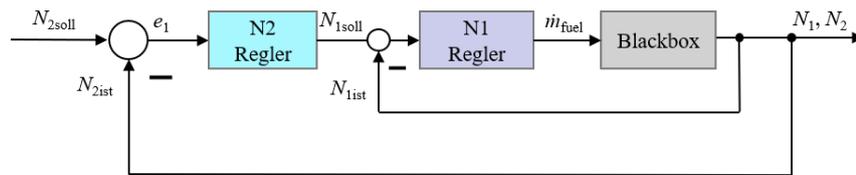


Abbildung 2.17: Wirkungsplan neuer Regler der M250

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands

3.1 Adaptive Regelung

Der Regler wurde unter Verwendung des Simulationsmodells als Blackbox nach der Methode von Ziegler und Nichols entworfen. Obwohl diese Methode nicht besonders präzise ist, bietet sie einen guten Kompromiss zwischen Aufwand und Ergebnis, insbesondere da der Regler zunächst nur provisorisch ausgelegt wurde. Um die Regelung ohne detaillierte Kenntnisse über die Regelstrecke weiter zu verfeinern, eignet sich ein adaptiver Regler. Dabei passt sich der Regler an die Betriebsbedingungen an, indem er beispielsweise seine Regelparameter anpasst [45].

Man unterscheidet hierbei zwischen dem klassischen Gain-Scheduling und der Gain-Scheduling Regelung. Beim klassischen Gain-Scheduling wird ein nichtlineares System an verschiedenen Arbeitspunkten durch lineare Systeme angenähert. Für jeden dieser Arbeitspunkte kann ein separater linearer Regler entworfen werden. Im Betrieb wird dann jeweils der Regler aktiviert, der für den aktuellen Arbeitspunkt ausgelegt ist [46]. Bei der Gain-Scheduling Regelung hingegen existiert nur ein Regler, dessen Parameter automatisch an den aktuellen Betriebspunkt angepasst werden. Um diese Anpassung gezielt durchzuführen, werden sogenannte Scheduling-Variablen eingesetzt, die die relevanten Betriebspunkte charakterisieren. Diese Variablen sollten klare Informationen darüber liefern, wann eine Anpassung der Regelparameter notwendig ist [47].

Aufgrund der Einschränkung, das Simulationsmodell als Blackbox zu betrachten, ist in diesem Fall nur eine vorläufige Einstellung der Regelparameter möglich. Als Scheduling-Variable wurde die elektrische Leistung P_{el} , die von der Abtriebswelle benötigt wird, gewählt. Für den N_2 -Regler wurde ein Gain-Scheduling-System entworfen. In vorläufigen Versuchen wurden mit heuristischen Methoden die in Tabelle 3.1 dargestellten Betriebspunkte in Abhängigkeit von P_{el} identifiziert. Die Tabelle zeigt die empfohlenen Anpassungen der Regelparameter des N_2 -Reglers: Zwischen den identifizierten Betriebs-

P_{el} / kW	$K_P / -$	K_I / s
0	0.5	0.15
26	0.5	0.2
30	0.51	0.5
313	1.25	0.5

Tabelle 3.1: Vorläufige Regelparameter für das Gain-Scheduling

punkten, die teilweise größere Abstände aufweisen, werden die Regelparameter linear

interpoliert. Durch den letzten Betriebspunkt bei $P_{el} = 313 \text{ kW}$ steigt der Proportionalitätsfaktor, ab $P_{el} = 30 \text{ kW}$ bis zur maximal Last, konstant an.

3.2 Drehzahlersatzberechnungen

Die präzise Erfassung der Drehzahlen ist von entscheidender Bedeutung für den sicheren Betrieb der M250. Der Kaskadenregler steuert sowohl über die N_1 - als auch die N_2 -Drehzahl den Kraftstoffmassenstrom und damit die Leistungsabgabe des Systems. Fehlerhafte Messwerte oder Ausfälle der Drehzahlsensoren können zu falschen Regelsignalen führen und die Leistung des Systems erheblich beeinträchtigen. Besonders problematisch sind zu niedrig gemessene Drehzahlen, da diese eine übermäßige Kraftstoffzufuhr verursachen können. Dies führt zu einer intensiveren Verbrennung, die sowohl die Ein- als auch die Austrittstemperatur der Turbine erhöht. Dies wiederum kann nicht nur Schäden an der Turbine und anderen Komponenten zur Folge haben, sondern auch Instabilitäten im Regelprozess hervorrufen.

Dieses Problem ist nicht nur theoretischer Natur, sondern trat bereits bei früheren Inbetriebnahmen des Prüfstandes auf. In Abbildung 3.1 wird die Messdatenauswertung eines vorherigen Versuchs dargestellt, wobei der rot umrandete Bereich das Auftreten eines Drehzahlmessfehlers zeigt [5].

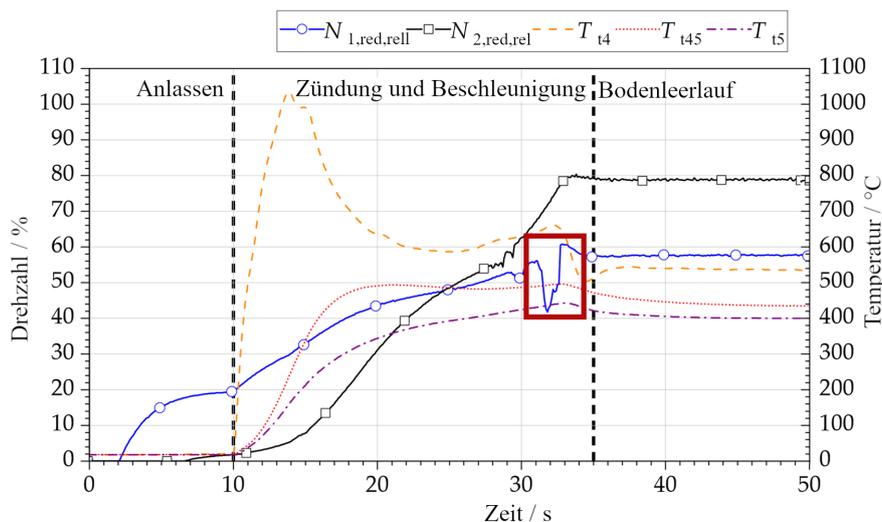


Abbildung 3.1: Drehzahlmessfehler [5]

Um das System in solchen Fällen weiterhin stabil zu betreiben, ist es notwendig, Ersatzberechnungen zu implementieren, die im Falle eines Ausfalls der Drehzahlsensoren Ersatzwerte generieren, um Fehlverhalten in der Kraftstoffregelung zu verhindern. Im Folgenden werden zwei Methoden zur Berechnung dieser Ersatzwerte vorgestellt.

3.2.1 Kennfeld-basierte Ersatzberechnung

Die erste Methode basiert auf dem Verdichter-Kennfeld, aus welchem die Drehzahl unter Berücksichtigung weiterer Betriebsgrößen abgeleitet wird. Mithilfe des an die M250 angepassten Verdichter-Kennfelds in Abbildung 2.10 lässt sich die korrigierte Drehzahl N_k in Abhängigkeit vom Verdichterdruckverhältnis π und dem korrigierten Massenstrom \dot{m}_k bestimmen, wie in Abbildung 3.2 dargestellt.

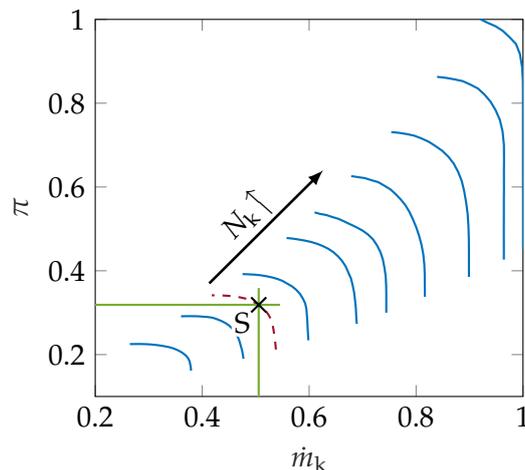


Abbildung 3.2: Berechnung anhand des Verdichterkennfelds

Durch Interpolation, wie in Unterabschnitt 2.2.4 beschrieben, zwischen den beiden vom Schnittpunkt $S(\dot{m}_k, \pi)$ benachbarten Drehzahlkurven kann die korrigierte Drehzahl N_k , dargestellt in Abbildung 3.2 in violett, ermittelt werden. Aus N_k ergibt sich dann N_1 gemäß Gleichung 2.2 durch Multiplikation mit der Verdichtereintrittstemperatur T_{t2} .

3.2.2 Ersatzberechnung basierend auf dem Verdichteraustrittsdruck

Die zweite Methode basiert auf der Analyse früherer Versuche, die einen ähnlichen Verlauf von p_{t3} und N_1 zeigen, wie in Abbildung 3.3 dargestellt.

Wird eine Funktion gefunden, die beide Größen zueinander in Beziehung setzt, lässt sich N_1 aus p_{t3} berechnen. Abbildung 3.4 zeigt die Abhängigkeit beider Größen voneinander. Die hellblauen Punkte repräsentieren die Versuchsdaten, während die dunkelblaue Linie die durch die folgende Approximation gewonnenen Werte darstellt.

Zur Berechnung von N_1 auf Basis von p_{t3} wurden die Versuchsdaten in Matlab[®] mit der *polyfit*-Funktion durch Polynome angenähert. Die *polyfit*-Funktion bestimmt die Koeffizienten eines Polynoms $p(x)$ eines bestimmten Grades. In diesem Fall wurde ein Polynom dritten Grades gewählt, da es einen guten Kompromiss zwischen genauer Approximation und physikalisch sinnvollem Verhalten außerhalb des Datenbereichs bietet.

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands

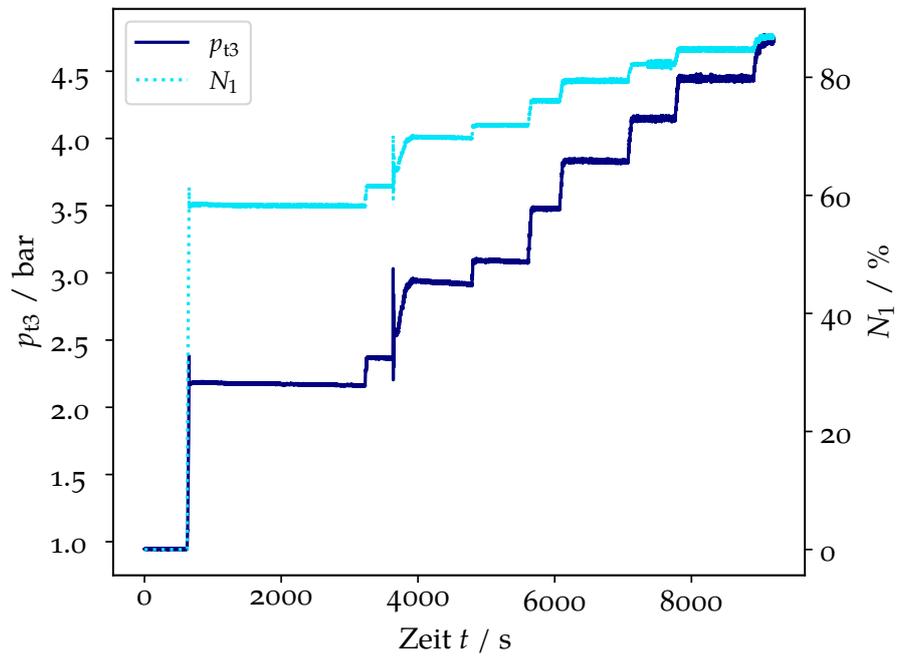


Abbildung 3.3: N_1 und p_{t3} während eines Betriebsdurchlaufs

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands

In Abbildung 3.4a wird die Polynomannäherung für $f(p_{t3}) = N_1$ gezeigt, während Abbildung 3.4b die Annäherung für $f(N_1) = p_{t3}$ darstellt. Der Vergleich verdeutlicht, dass die in Abbildung 3.4b dargestellte Funktion eine höhere Genauigkeit aufweist. Dies liegt daran, dass der Graph in Abbildung 3.4b einer Polynomfunktion stärker ähnelt, während der Graph in Abbildung 3.4a eher die Form einer logarithmischen oder Wurzelfunktion hat. Da die *polyfit*-Funktion polynomiale Näherungen verwendet, ist das Ergebnis für Abbildung 3.4b genauer. Das gefundene Polynom ist in Gleichung 3.1 dargestellt.

$$p_{t3} = 6,54988 \cdot 10^{-6} \cdot N_1^3 \frac{\text{bar}}{(\text{U/min})^3} - 0,000165100 \cdot N_1^2 \frac{\text{bar}}{(\text{U/min})^2} + 0,00867510 \cdot N_1 \frac{\text{bar}}{\text{U/min}} + 0,919760 \text{ bar} \quad (3.1)$$

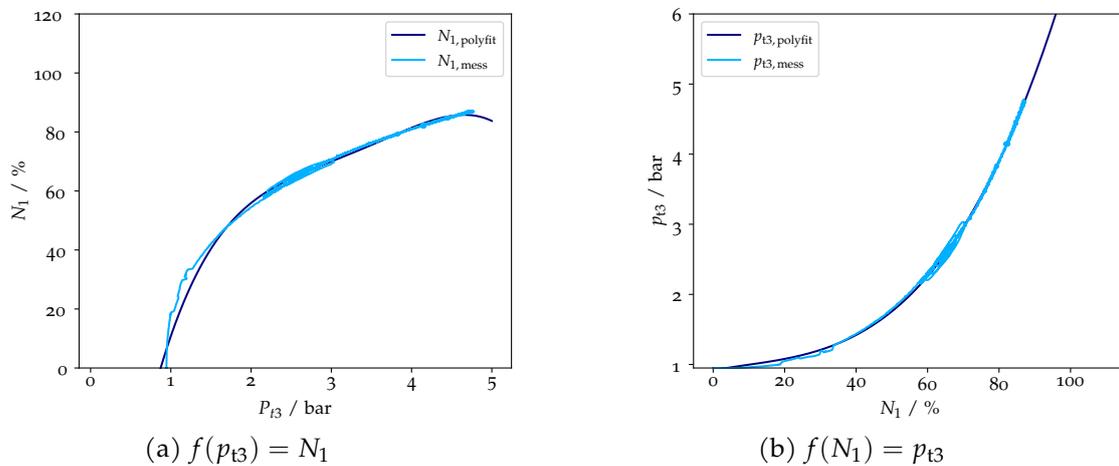


Abbildung 3.4: Vergleich der *polyfit*-Funktion

Für die Ersatzberechnung von N_1 muss Gleichung 3.1 in die Form $f(y) = x$ umgestellt werden. Die Lösung dieses Polynoms ist ein weiteres Argument für die Wahl eines Polynoms dritten Grades.

3.2.3 Softwareimplementierung

Um die beiden Ersatzmethoden zu vergleichen und zu bewerten, ob sie eine hinreichend präzise Drehzahlnäherung im Falle eines Sensorausfalls bieten, wird im Simulationsmodell eine Möglichkeit implementiert, Drehzahlausfälle zu simulieren. Darüber hinaus ist ein Algorithmus erforderlich, der steuert, wie die berechnete Ersatzdrehzahl verarbeitet wird, ohne dass es zu sprunghaften Änderungen bei der an die ECU überge-

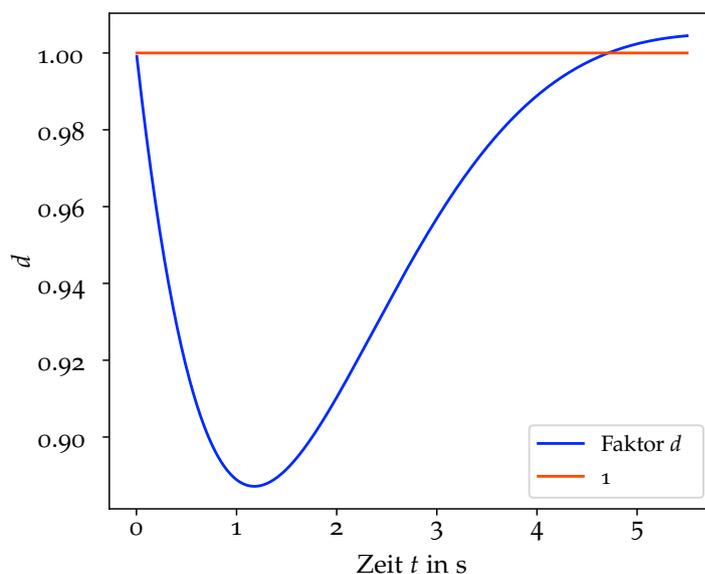


Abbildung 3.5: Verlauf des Faktors d während der Simulation eines Sensorausfalls

benen Drehzahl N_{ECU} kommt.

Der Sensorausfall wurde durch die in Gleichung 3.2 und Abbildung 3.5 dargestellte Exponentialfunktion simuliert. Diese Funktion bewirkt einen Drehzahlabfall der aktuellen Drehzahl um etwa 11 % der maximalen Drehzahl $N_{1\text{max}}$.

Der Abfall erstreckt sich über einen Zeitraum von 4 s. Nach ca. 4,7 s überschreitet der Korrekturfaktor d den Wert von 1, was jedoch unproblematisch ist, da der Ausfall lediglich für 4 s simuliert wird. Die Dauer dieses Ausfalls ist flexibel anpassbar, wobei die Exponentialfunktion entsprechend gestaucht oder gestreckt werden muss. In früheren Versuchsverläufen war der Fehler tendenziell geringer, doch für die Simulation wurde ein konservativeres Szenario gewählt.

$$d = 1 - 0.35e^{-t/1.5}\sin(t/1.5) \quad (3.2)$$

Um Sprünge bei der Übergabe der Drehzahl N_{ECU} beim Wechsel von der fehlerhaften gemessenen Drehzahl N_{mess} zur berechneten Ersatzdrehzahl N_{rech} zu vermeiden, wurde die in Gleichung 3.3 dargestellte Funktion implementiert. Diese Funktion ermöglicht einen stetigen Übergang, der durch einen Korrekturfaktor k gesteuert wird.

$$N_{\text{ECU}} = \min(k, 1)N_{\text{rech}} + (1 - \min(k, 1))N_{\text{mess}} \quad (3.3)$$

Der Korrekturfaktor k gewichtet den Anteil der berechneten Drehzahl an der übergebenen Drehzahl N_{ECU} . Je größer der Unterschied ΔN zwischen der berechneten und der

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands

gemessenen Drehzahl ist, desto größer wird der Wert von k , bis zu einem Maximum von 1 (vgl. Gleichung 3.5). ΔN berechnet sich nach Gleichung 3.4 aus der maximalen N_1 -Drehzahl $N_{1,\max}$.

$$\Delta N = \frac{N_{\text{rech}} - N_{\text{mess}}}{N_{1,\max}} \quad (3.4)$$

Der Verlauf des Korrekturfaktors wird durch die in Gleichung 3.6 definierte Funktion beschrieben. In Abbildung 3.6a sind die Verläufe für $f = 1, 2, 3$ dargestellt. Der Faktor f erlaubt es, die Steigung von k zu beeinflussen.

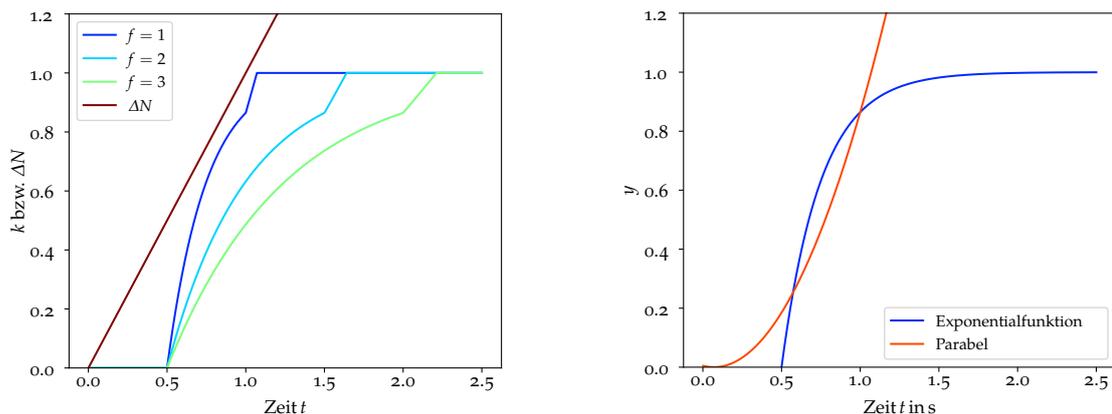
Die Funktion kombiniert eine Exponential- und eine Parabelfunktion. Die Exponentialfunktion (rot in Abbildung 3.6b) hat eine Asymptote bei $y = 1$, wodurch der Anstieg des Korrekturfaktors nach 0,5 s verlangsamt wird. Um einen weiteren Anstieg nach 0,5 s zu gewährleisten, wurde eine Parabelfunktion (blau in Abbildung 3.6b) hinzugefügt. Die Parabelfunktion wurde so gewählt, dass sie ihren Schnittpunkt mit der Exponentialfunktion bei $t = 0,5$ s hat.

$$k = \min(1, k') \quad (3.5)$$

$$k' = \begin{cases} \Delta N < 0,5 & 1 - e^{-4t/f} \\ \Delta N \geq 0,5 & (t/f + 0,429873)^2 \end{cases} \quad \text{mit } f \in \{1, 2, 3\} \quad (3.6)$$

Ein kleiner Sprung bei der Übergabe der Drehzahl bleibt jedoch unvermeidbar, da die Ersatzberechnungen um den tatsächlichen Wert schwanken und somit stets ein kleiner Fehler bestehen bleibt. Um unnötige Korrekturen zu vermeiden, wird ein Toleranzbereich für ΔN definiert. In Abbildung 3.6a ist dieser Toleranzbereich zur Verdeutlichung des Prinzips auf die recht große Abweichung $\Delta N > 0,5 = 50\%$ festgelegt. Erst wenn der Fehler ΔN $y = 0,5$ überschreitet, greift der Korrekturalgorithmus.

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands



(a) Verlauf des Korrekturfaktors k in Abhängigkeit vom Messfehler

(b) Zusammensetzung der Übergangsfunktion

Abbildung 3.6: Verlauf und Zusammensetzung des Korrekturfaktors k

3.3 Datenübertragung

Zu Beginn der Prüfstandserweiterung wurde der Regelalgorithmus auf der SPS implementiert. Um alle relevanten Daten aus dem Simulink[®]-Modell auf der Target Machine an die SPS zu übertragen, kam zunächst das IO750-E/A-Modul (IO750-Modul)-Modul zum Einsatz. Das IO750-Modul ist ein EtherCAT-Modul, welches eine Echtzeitverbindung zwischen dem Echtzeit-Rechner und der SPS, dem EtherCAT-Master, ermöglicht [48]. Zu den übertragenen Daten von der Target Machine an die SPS gehören unter anderem die Drehzahlen N_1 und N_2 , sowie die Messwerte des auf der ECU implementierten Sicherheitssystems. Zu den von der SPS an die Simulation übertragenen Daten gehören die für die Gain-Scheduling Regelung benötigte elektrische Leistung P_{el} und der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{fuel} .

Nach erfolgreicher Implementierung des Regelalgorithmus wurde das SUT wie im Folgenden beschrieben erweitert. Im realen Betrieb stammen die Messdaten von den in Unterabschnitt 2.1.3 beschriebenen Messinstrumenten. Die Temperaturmessung erfolgt mittels Thermoelementen, welche Millivolt-Signale erzeugen, während Drucksensoren Signale im Bereich von 4 bis 20 mA liefern. Um zu überprüfen, dass diese analogen Signale korrekt von der ECU verarbeitet werden, wird die Datenübertragung von der Target Machine an die SPS im weiteren Verlauf der Prüfstandserweiterung auf das IO142-E/A-Modul (IO142-Modul) umgestellt. Für die Übertragung von der SPS an die Target Machine wird weiterhin das 750! (750!) genutzt.

Das IO142-Modul ist ein 16-Bit-Analog-Ein- und Ausgangsmodul, das, ähnlich wie im realen Betrieb, analoge Signale von E/A-Modulen erfasst und an die SPS weiterleitet. Zur Druckmessung werden analoge Eingangsklemmen verwendet, die Signale im Bereich

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands

von 4 bis 20 mA verarbeiten können [49]. Für die Temperaturmessung kommen Eingangsklemmen zum Einsatz, die den direkten Anschluss von Thermoelementen ermöglichen [50].

Über das IO₁₄₂-Modul werden die Druck- und Temperatursignale in analoge Signale umgewandelt und anschließend über Kabel an die jeweiligen Klemmen übertragen. Die neue Datenübertragungsstruktur ist vereinfacht in Abbildung 3.7 dargestellt. Im Vergleich zum ursprünglichen Aufbau in Abbildung 2.9, bei dem alle Signale über EtherCAT übertragen wurden, erfolgt nun die Übertragung der Temperatur- und Druckwerte als Analogsignal über das IO₁₄₂-Modul.

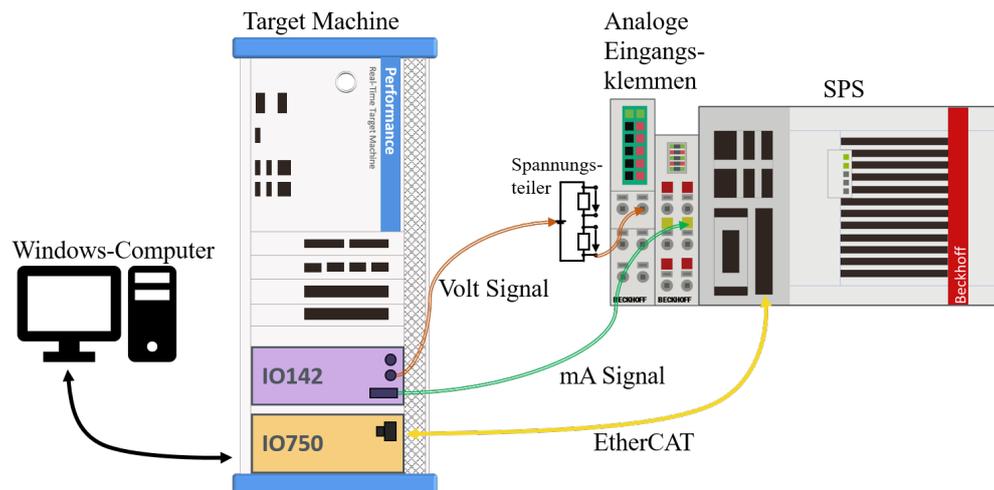


Abbildung 3.7: Darstellung der erweiterten Datenübertragung

Das IO₁₄₂-Modul akzeptiert digitale Werte, die in Simulink[®] vorgegeben werden, und wandelt diese je nach Einstellung in analoge Volt oder mA-Signale um [51]. Die vorgegebenen Werte müssen jedoch bereits dem auszugebenden analogen Wert in Volt bzw. A entsprechen. Dafür ist eine Umrechnung der digitalen Werte aus dem Simulationsmodell in die analogen Werte notwendig. So müssen die Stromsignale, die im Bereich von 4 bis 20 mA übertragen werden sollen, entsprechend ihres Maximalwerts auf den 4 bis 20 mA Bereich skaliert werden. Der Maximalwert wird ebenfalls in der SPS vorgegeben, in welcher dann die Rückrechnung in den ursprünglichen Wert erfolgt. Die Temperaturwerte hingegen müssen mithilfe von Thermoelement-Tabellen umgerechnet werden, die die jeweilige Thermospannung der zugehörigen Temperatur zuordnen. Das IO₁₄₂-Modul ist jedoch nicht in der Lage, die für Thermoelemente typischen Millivolt-Signale direkt zu verarbeiten. Um dieses Problem zu lösen, wurde ein Spannungsteiler, wie in Abbildung 3.8 dargestellt, eingebaut.

3 Erweiterung des HiL-Prüfstands

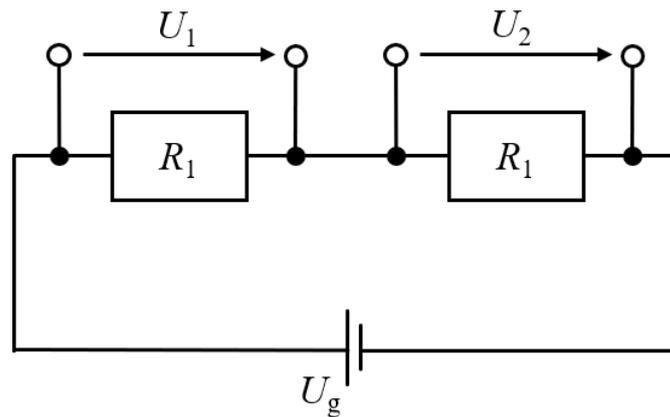


Abbildung 3.8: Spannungsteiler [52]

Der Spannungsteiler besteht aus zwei in Reihe geschalteten Widerständen, an denen sich Spannungen entsprechend der Gesamtspannung U_g aufteilen. Über den Spannungsabfall U_1 am ersten und U_2 am zweiten Widerstand kann eine Teilspannung abgegriffen werden [52]. Die verwendeten Thermoelemente des Typs R liefern Spannungen im Bereich von $-0,2$ mV bei -50 °C bis zu 21 mV bei 1760 °C [53], während das IO142-Modul Spannungen im Bereich von -5 bis 5 V ausgeben kann [51]. Mithilfe des Spannungsteilers kann, durch geeignete Wahl der Widerstände R_1 und R_2 , eine Teilspannung U_2 erzeugt werden, die innerhalb des verarbeitbaren Bereichs des IO142-Modul liegt. Die Berechnung erfolgt nach den Gleichungen Gleichung 3.7 bis Gleichung 3.9, wobei R_1 in Abhängigkeit von R_2 berechnet wird.

$$I_g = I_1 = I_2 = \text{const.} \quad (3.7)$$

$$I = \frac{U_1}{R_1} = \frac{U_2}{R_2} = \frac{U_g}{R_1 + R_2} \quad (3.8)$$

$$R_1 = R_2 \left(\frac{U_g}{U_2} - 1 \right) \quad (3.9)$$

Durch Wahl eines Widerstands R_1 ergibt sich daraus ein benötigter Widerstand R_2 für eine gewünschte Spannung U_2 [52]. Durch gezielte Wahl kann so eine Teilspannung im Millivolt-Bereich erzeugt werden, die für den Eingang der Thermoelementklemmen geeignet ist, auch bei einer Gesamtspannung von 5 V. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass auch kleinste Spannungen korrekt übertragen und verarbeitet werden können.

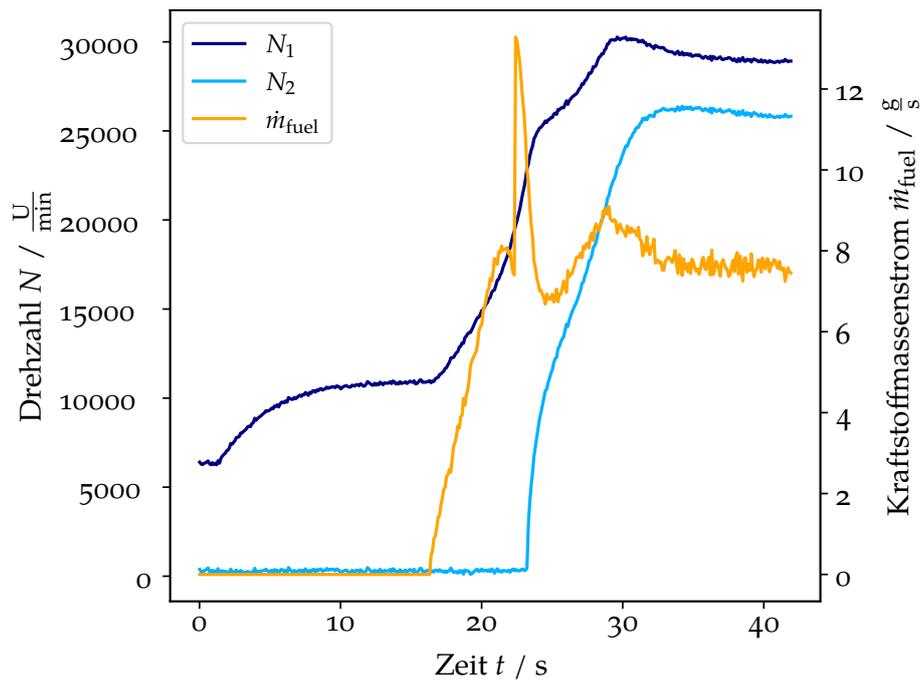
4 Validierung

4.1 Validierung des Simulationsmodells

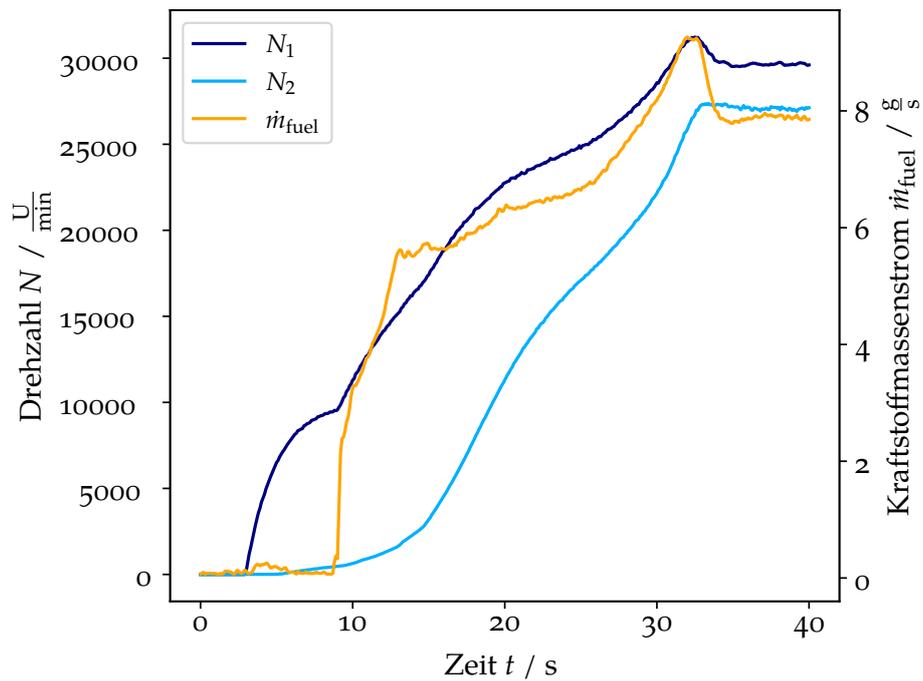
Um sicherzustellen, dass das Simulationsmodell nicht nur die mathematischen Modelle korrekt darstellt, sondern auch eine ausreichend genaue Repräsentation des realen Systems abbildet, wird das Modell im Folgenden anhand eines Vergleichs der Simulations- und Betriebsdaten validiert. Dieser Vergleich erfolgt an zwei ausgewählten Betriebspunkten, die hinsichtlich ihrer Aussagekraft und Relevanz als besonders wichtig in der Übereinstimmung identifiziert wurden.

Im ersten Schritt wird das Verhalten des Modells während des Startprozesses untersucht, der Vergleich erfolgt anhand der Ergebnisse in Abbildung 4.1. In Abbildung 4.1a ist der Verlauf der Drehzahlen N_1 , N_2 und des Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_{fuel} während des Startvorgangs in der Simulation dargestellt. Dieser reicht vom Start des Anlassens bei $3\text{ s} < t \leq 16\text{ s}$ über die Zündung bei etwa 16 s bis zur Beschleunigung auf die Bodenleerlaufdrehzahl zwischen $16\text{ s} < t \leq 40\text{ s}$. In Abbildung 4.1b ist der äquivalente Verlauf dieser Größen im realen Betrieb zu sehen, wobei der Anlassbereich hier zwischen $3\text{ s} < t \leq 9\text{ s}$ liegt, mit der Zündung bei 9 s und dem Beschleunigungsbereich bis 35 s .

4 Validierung



(a) Verlauf im Startprozess von N_1 , N_2 und \dot{m}_{fuel} in der HiL-Simulation



(b) Verlauf im Startprozess von N_1 , N_2 und \dot{m}_{fuel} im echten Betrieb

Abbildung 4.1: Vergleich Lastwechsel

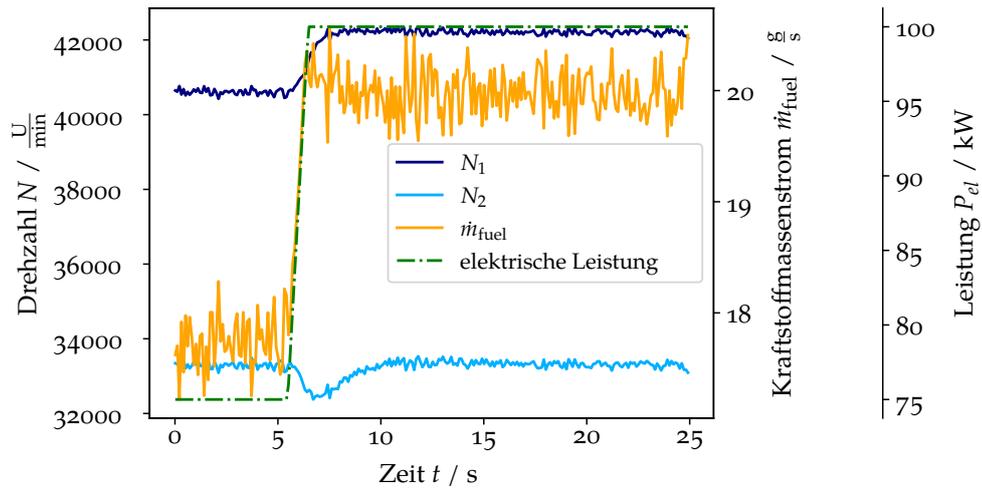
4 Validierung

Ein Vergleich der Drehzahlen zeigt, dass N_1 in der Simulation bei etwa 6600 U/min beginnt, während sie im realen Betrieb bei 0 startet. Diese Abweichung ist auf eine Ungenauigkeit des Simulationsmodells zurückzuführen. Es ist schwierig, das Verhalten des Triebwerks aus dem Stillstand heraus exakt zu simulieren, da in diesem Bereich die zur Berechnung der Simulation verwendeten Kennfelder nicht definiert sind. Weiter ist der Bereich des Anlassens in der Simulation größer, dies ist auf die spätere Zündung zurückzuführen. Da der genaue Versuchsablauf und die genauen Einstellungen des realen Versuchs nicht bekannt waren, gibt es kleine Unterschiede in der Steuerung, wie z. B. eine spätere Zündung. Der weitere Verlauf der Drehzahlen zeigt jedoch eine insgesamt gute Übereinstimmung, wobei der Anstieg von N_1 im Bereich der Beschleunigung in der Simulation steiler ausfällt. Dies ist Folge einer höheren eingestellten Steigrade in der Steuerung für N_1 . Die absoluten Werte der Drehzahlen in den charakteristischen Phasen, wie der Zündung, dem Höhepunkt bei $t = 32$ s und dem stationären Bereich zwischen $35 \text{ s} < t \leq 40 \text{ s}$, in welchem die Bodenleerlaufdrehzahl erreicht wurde, stimmen in der Größenordnung überein.

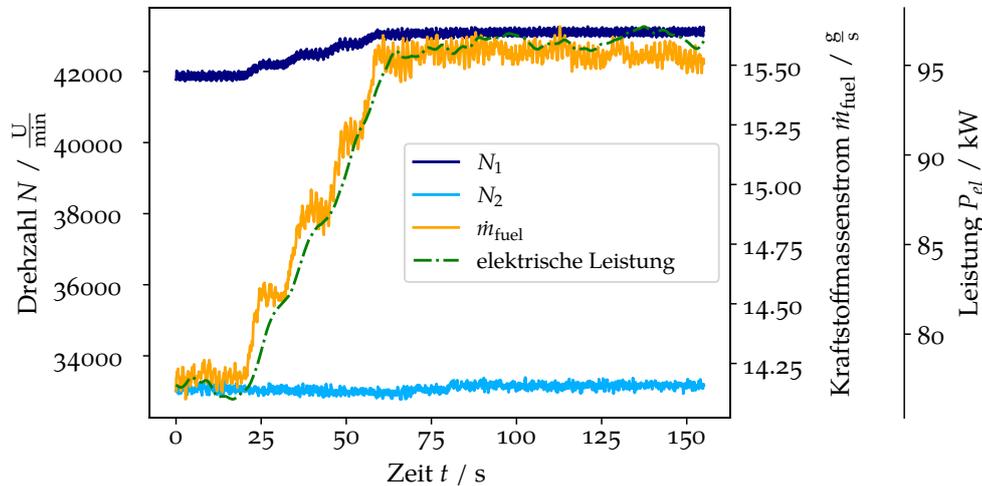
Bezüglich des Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_{fuel} zeigt die Simulation eine Spitze bei etwa 21 s, die im realen Verlauf nicht auftritt. Diese Abweichung ist auf eine Simulationsungenauigkeit im Zeitraum unmittelbar nach der Zündung zurückzuführen. Davon abgesehen weisen die Verläufe eine gute Übereinstimmung auf, mit einer gemeinsamen Spitze bei der im Start maximalen erreichten N_1 -Drehzahl und einem stabilen Wert von etwa 8 g/s im stationären Bereich.

Im zweiten Schritt wird die Reaktion der Systeme auf eine Laständerung untersucht. Abbildung 4.2 zeigt die Verläufe von N_1 , N_2 , \dot{m}_{fuel} und der elektrischen Leistung P_{el} in Abhängigkeit von der Zeit t sowohl für die Simulation als auch für den realen Betrieb.

4 Validierung



(a) Verlauf beim Lastwechsel von N_1 , N_2 , P_{el} und \dot{m}_{fuel} in der HiL-Simulation



(b) Verlauf beim Lastwechsel von N_1 , N_2 , P_{el} und \dot{m}_{fuel} im echten Betrieb

Abbildung 4.2: Vergleich Lastwechsel

In beiden Fällen wird die Last von 75 kW auf 100 kW erhöht. Der Verlauf der elektrischen Leistung P_{el} in der Simulation Abbildung 4.2a ist ideal linear, während der reale Verlauf (siehe Abbildung 4.2b) minimale Schwankungen aufweist. Die Laständerung in der Simulation erfolgt mit einem Steiggradienten von 25 kW/s, im realen Versuch hingegen etwas langsamer.

Die Drehzahlen N_1 und N_2 reagieren in beiden Fällen ähnlich auf die Lasterhöhung bei 6 s für die Simulation, bzw. 23 s für den realen Versuch. N_1 steigt, während N_2 zunächst

4 Validierung

abfällt und sich im weiteren Verlauf von $12\text{ s} < t \leq 25\text{ s}$ (siehe Abbildung 4.2a) bzw. $75\text{ s} < t \leq 150\text{ s}$ (siehe Abbildung 4.2b) wieder auf seinen konstanten ursprünglichen Wert stabilisiert. N_1 stellt sich auf einen neuen, höheren Wert ein, ab ca. 8 s bzw. 60 s. Auffällig ist, dass die Reaktion in der Simulation stärker ausfällt, was auf den schnelleren Anstieg der Last zurückzuführen ist. Da sich die Last schneller ändert, sinkt N_2 schneller, was dem Regler weniger Zeit lässt, durch eine Anpassung des Kraftstoffmassenstroms gegenzusteuern. Dieser Unterschied ist kein Fehler des Simulationsmodells, sondern auf unterschiedliche Steuerparametereinstellungen der M₂₅₀ zurückzuführen. Der leicht wellige Verlauf von N_1 und \dot{m}_{fuel} im realen Versuch ist auf die zuvor beschriebenen Schwankungen in der elektrischen Leistung P_{el} zurückzuführen.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Simulationsmodell zwar kleinere Ungenauigkeiten aufweist, jedoch für den hier genutzten Zweck die M₂₅₀ ausreichend präzise ist, wenn einige Punkte beachtet werden. Im Fall eines Lastwechsels, ist während der Durchführung der Simulation nichts besonderes zu beachten was auf Simulationsungenauigkeiten zurückzuführen ist, hier bildet das Modell eine einwandfreie Repräsentation. Beim Startprozess ist jedoch dem Punkt der ersten Spitze des Kraftstoffmassenstroms \dot{m}_{fuel} besondere Beachtung zu zukommen. An dieser Stelle, hat nicht nur \dot{m}_{fuel} einen unphysikalischen Höhepunkt, sondern auch andere Größen wie der Verdichtereintrittsmassenstrom $\dot{m}_{2,\text{air}}$ sind betroffen. Werden diese Größen in nachfolgenden Berechnungen verwendet, kann dies zu Fehlern führen, näher wird die Bedeutung dieses Problems in Abschnitt 4.3 erklärt.

Abschließend ist zu erwähnen, dass sich andere Größen im Simulationsmodell, wie Temperatur, Drehmoment oder Strömungsgrößen, erwartungsgemäß in Abhängigkeit von N_1 und N_2 verhalten und daher nicht weiter untersucht wurden. Lediglich bei großen Temperaturänderungen, insbesondere während starker Beschleunigungsphasen infolge einer Laständerung, treten weitere Abweichungen auf, da die Wärmeübertragung durch die Brennkammer- und Turbinenwände bei großen Temperaturgradienten noch nicht vollständig präzise modelliert ist.

4.2 Validierung des Gain-Scheduling

Die Effekte der Gain-Scheduling Regelung sind in Abbildung 4.3 dargestellt. Abbildung 4.3a zeigt den Verlauf der Reglerparameter K_P und K_I in Abhängigkeit der Scheduling-Variablen P_{el} . Dabei ist erwartungsgemäß zu sehen, dass die Parameter mit steigender Leistung sich gemäß Tabelle 3.1 anpassen. Die Auswirkungen der Anpassung auf die Regelgrößen N_1 , N_2 und \dot{m}_{fuel} sind in Abbildung 4.3b visualisiert. Hier werden die Verläufe dieser Größen für zwei Versuche gegenübergestellt: Ein Versuch wurde mit der Gain-Scheduling Regelung durchgeführt (Index „m. GS“), der andere ohne Gain-Scheduling Regelung (Index „o. GS“). Der dargestellte Bereich ist durch einen Lastwechsel von 75 kW auf 275 kW mit einem Gradienten von 75 kW/s charakterisiert.

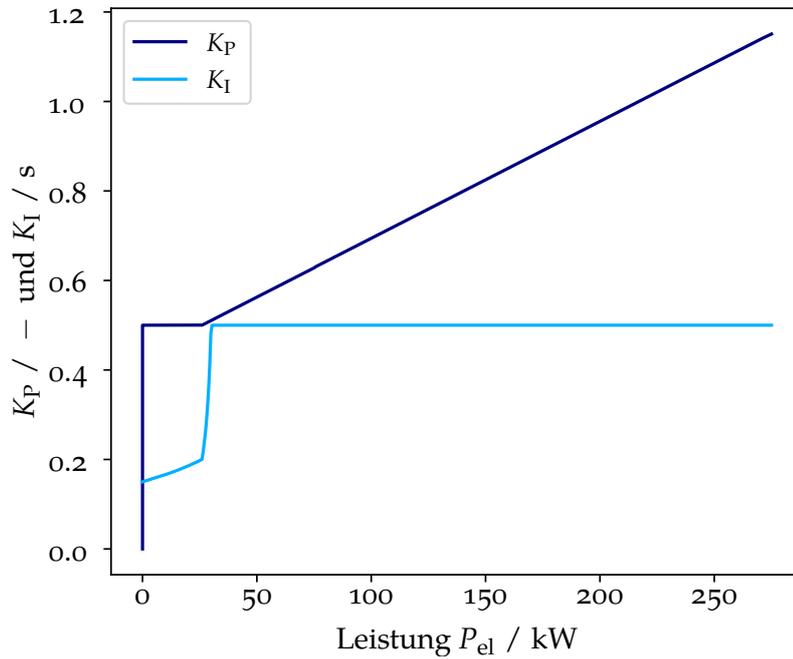
Während der Integralbeiwert K_I in diesem Lastbereich konstant ist (siehe Abbildung 4.3a),

4 Validierung

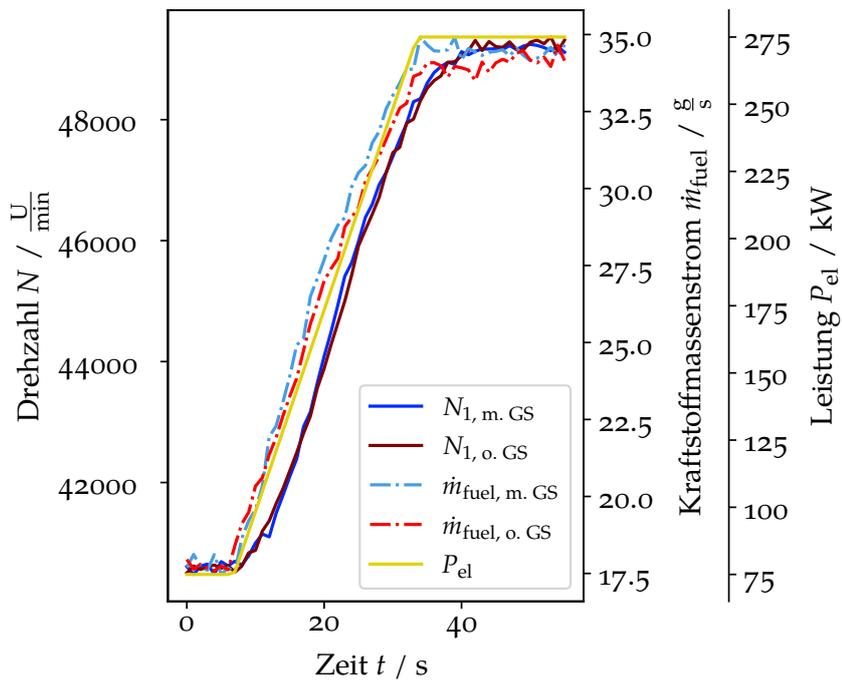
steigt der Proportionalbeiwert K_P linear an. In höherer Proportionalbeiwert führt theoretisch zu einer stärkeren Gewichtung des Regelfehlers, was eine Erhöhung des Kraftstoffmassenstroms zur Folge hat. In Abbildung 4.3b ist \dot{m}_{fuel} für den Versuch mit Gain-Scheduling in Hellblau und für den Versuch ohne Gain-Scheduling in Rot dargestellt. Im Verlauf des Kraftstoffmassenstroms ist kein signifikanter Unterschied erkennbar. Ab etwa 16 s ist $\dot{m}_{\text{fuel, m. GS}}$ geringfügig oberhalb $\dot{m}_{\text{fuel, o. GS}}$, jedoch ist dieser Unterschied marginal und kann auch durch das im Simulationsmodell eingebaute Rauschen der Messdaten verursacht werden.

Auch im Drehzahlverlauf von N_1 und N_2 lassen sich keine signifikanten Unterschiede zwischen den beiden Versuchen erkennen. Da in den beiden untersuchten Szenarien keine wesentlichen Unterschiede in den Reaktionen der Regelgrößen festgestellt wurden, kann aus den vorliegenden Ergebnissen nicht abschließend abgeleitet werden, welchen Effekt die Gain-Scheduling-Regelung auf die Genauigkeit des Simulationsmodells hat.

4 Validierung



(a) K_P und K_I in Abhängigkeit von P_{el}



(b) Vergleich von N_1 bei einer Laständerung

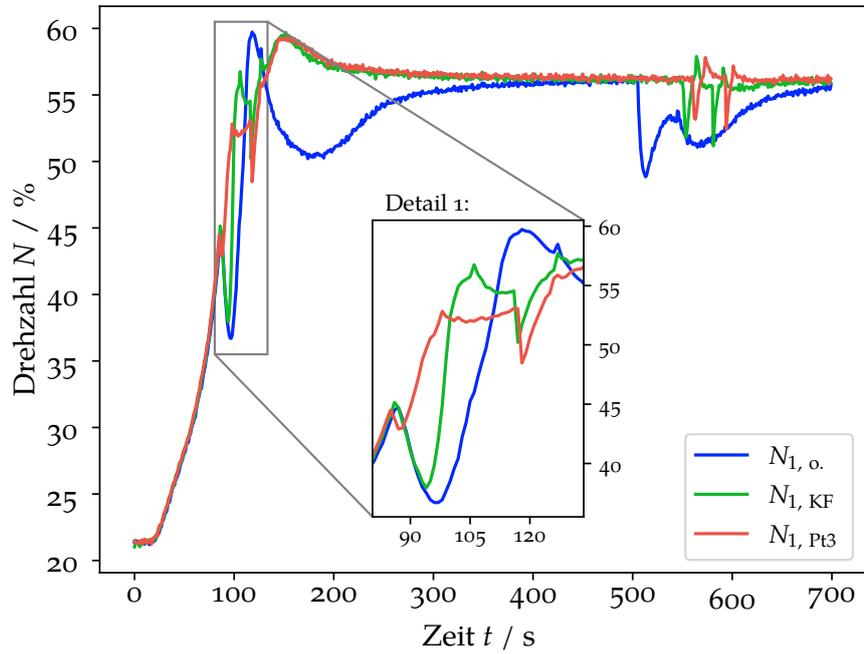
Abbildung 4.3: Gain-Scheduling

4.3 Vergleich der beiden Methoden zur Drehzahlberechnung

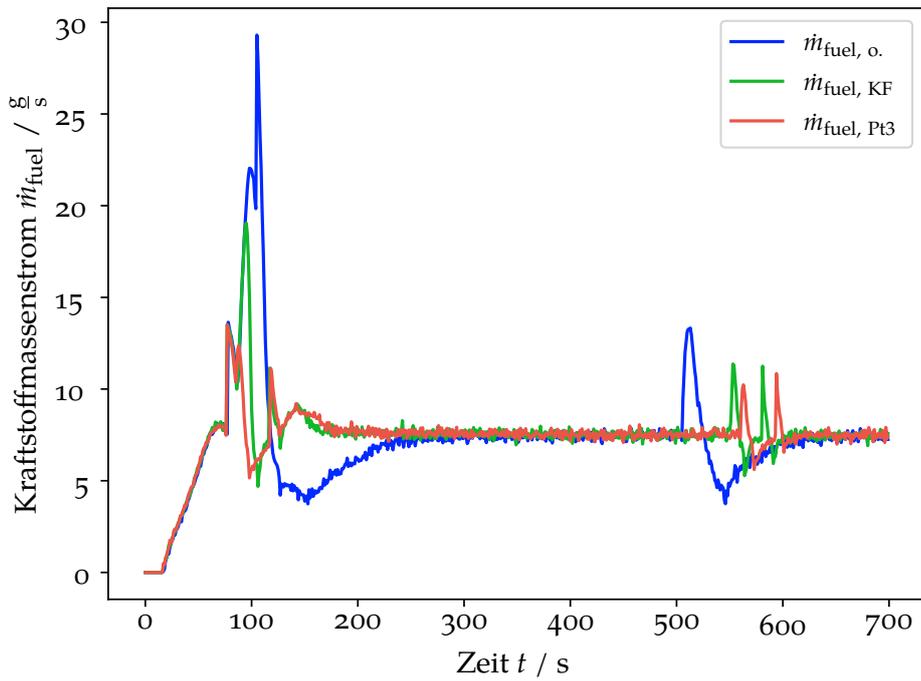
Die in Abschnitt 3.2 vorgestellten Methoden zur Drehzahlersatzberechnung werden analog zu Abschnitt 4.1 unter verschiedenen Betriebspunkten verglichen. Da ein Ausfall der Drehzahlsensoren theoretisch zu jedem Zeitpunkt auftreten kann, wird zusätzlich zur Analyse im Start- und Laständerungsbereich auch die Eignung im stationären Betrieb untersucht.

Die Verläufe von N_1 und \dot{m}_{fuel} während des Startvorgangs sowie im stationären Betrieb sind in Abbildung 4.4a für N_1 und in Abbildung 4.4b für \dot{m}_{fuel} dargestellt. In den Abbildungen werden die verschiedenen Verläufe der einzelnen Methoden zusammengefasst. Für die Methoden wird in diesem Unterkapitel eine einheitliche Farbgebung verwendet: dunkelblau für keine aktivierte Drehzahlersatzberechnung (Index o.), grün für die Ersatzberechnung über das Kennfeld (Index KF) und rot für die Ersatzberechnung mittels p_{t3} (Index Pt3). Zudem sind die Zeitangaben der Drehzahlverläufe und der entsprechenden Kraftstoffmassenstromverläufe synchronisiert.

4 Validierung



(a) Ersatzberechnung Start N_1



(b) Ersatzberechnung Start \dot{m}_{fuel}

Abbildung 4.4: Vergleich der Ersatzberechnungsergebnisse im Start- und stationären Bereich

4 Validierung

Als Ausgangspunkt für die Bewertung der Qualität der Methoden, d.h. ihres Beitrags zur Betriebssicherheit, dient der Verlauf ohne Ersatzberechnung.

In Abbildung 4.4a werden die Fälle von Drehzahlaussetzern im Startbereich von $85 \text{ s} < t \leq 130 \text{ s}$ und im stationären Bereich von $500 \text{ s} < t \leq 700 \text{ s}$ gezeigt. Der Drehzahlaussetzer im Startbereich ist zur besseren Veranschaulichung in Detail 1 hervorgehoben. In diesem Bereich ist ein deutlicher Unterschied zwischen den Methoden erkennbar. Während die blaue Linie gemäß Gleichung 3.2 um etwa 10 % abfällt, fällt die grüne Linie etwas geringer um nur 7 % und die rote Linie deutlich geringer um nur 2 % ab. Nach kurzer Zeit steigen sowohl die rote Linie (nach ca. 4 s) als auch die grüne Linie (nach ca. 10 s) wieder an, fallen jedoch nach rund 10 s erneut ab und steigen dann schließlich auf das für den Startbereich typische Maximum, um dann in den stationären Bereich überzugehen. Die blaue Linie fällt lediglich anfangs und steigt nach Ende des herbeigeführten Drehzahlabfalls ebenfalls zum Höhepunkt an und geht normal in den stationären Bereich über.

Die hier beobachteten kleinen Doppelsenkungen in den roten und grünen Linien sind eine Folge des definierten Toleranzbereichs, bevor der Korrekturalgorithmus aktiviert wird. Der Toleranzbereich, also die maximale Abweichung zwischen der berechneten und der gemessenen Drehzahl, ist auf 5 % festgelegt. Zu Beginn des Drehzahlabfalls steigt ΔN auf einen Wert von 5 %, was zum ersten Tiefpunkt führt, bevor der Korrekturalgorithmus eingreift und die fehlerhafte Drehzahl durch die berechnete ersetzt. Der zweite Abfall tritt auf, wenn die fehlerhafte Drehzahl steigt und ΔN wieder unter 5 % sinkt. Dieses Verhalten mit zwei Tiefpunkten ist charakteristisch für die betrachteten Verläufe und ist eine Folge der Implementierung des Korrekturalgorithmus. Im Hinblick auf die Qualität der Korrektur kann festgestellt werden, dass die Drehzahlen mit Korrektur zwar etwas unruhiger verlaufen, aber insgesamt näher an der physikalisch richtigen Drehzahl liegen als ohne Korrektur.

Ein Blick auf den Verlauf von \dot{m}_{fuel} in Abbildung 4.4b ermöglicht Rückschlüsse der Auswirkungen auf die Regelung der M_{250} . Im Gegensatz zu den Drehzahlverläufen zeigt sich hier ein Anstieg der Werte. Bei einem Abfall von N_1 bei gleichbleibendem Führungswert N_2 versucht der Regler durch Erhöhung von \dot{m}_{fuel} , N_1 wieder zu beschleunigen, damit weiterhin genug Energie in der Brennkammer für ein konstantes N_2 freigesetzt wird. Auch hier treten die charakteristischen zwei Spitzen in den berechneten Verläufen auf: bei 90 s und 110 s für p_{t3} sowie bei 100 s und 110 s für die Kennfeldberechnung, wobei die Spitze bei der Kennfeldberechnung höher ausfällt. Beide Methoden reduzieren jedoch im Vergleich zur Variante ohne Ersatzberechnung den Kraftstoffüberschuss und tragen so zur Risikominimierung bei einem Drehzahlsensorausfall bei.

Im stationären Betrieb zeigt sich eine Verringerung der Spitzen (siehe Abbildung 4.4a und Abbildung 4.4b). Besonders bei der blauen Linie in Abbildung 4.4a ist eine Schwingung infolge des Drehzahlabfalls zu beobachten. Diese Schwingung wird durch eine übermäßige Erhöhung des Kraftstoffmassenstroms aufgrund des plötzlichen Abfalls und die anschließende übermäßige Korrektur nach unten verursacht. Bei den korrigierten Dreh-

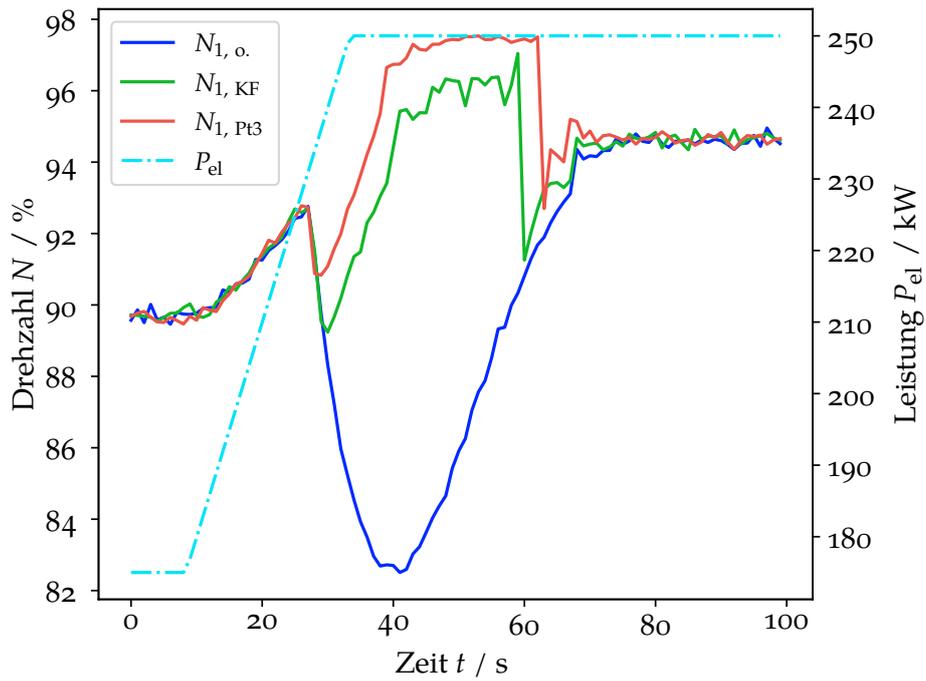
4 Validierung

zahlverläufen tritt diese Schwingung nicht auf, jedoch sind die charakteristischen Spitzen sichtbar. Insgesamt lässt sich für die Ergebnisse in Abbildung 4.4, auch in Anbetracht der geringeren Spitzen in Abbildung 4.4b sagen, dass die Drehzahlersatzberechnung auch im stationären Betrieb von Vorteil ist.

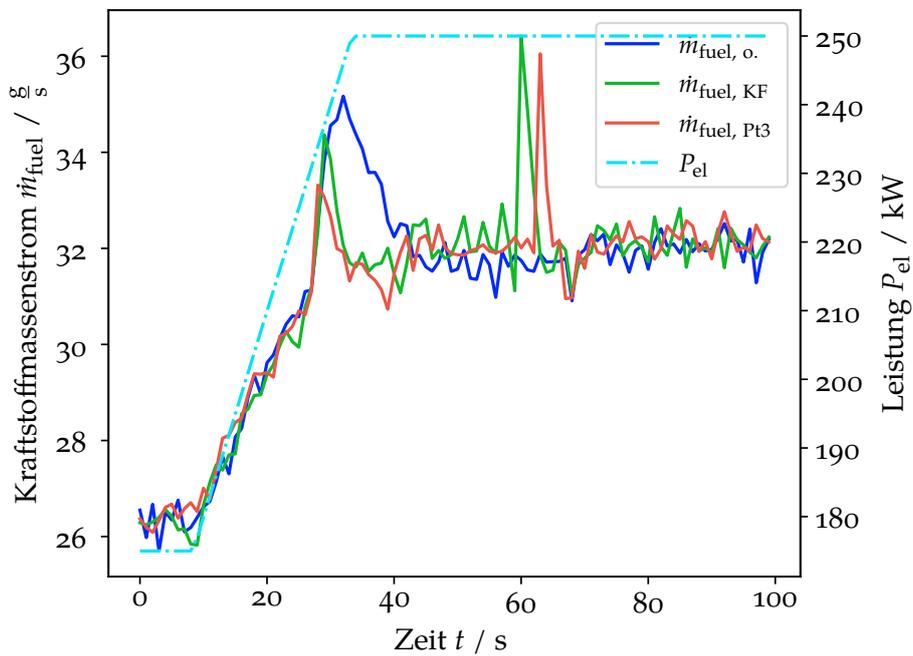
Ein Vergleich zwischen den beiden Berechnungsmethoden ist zwar möglich, jedoch nicht unbedingt sinnvoll, da die Simulation das Verhalten basierend auf denselben Kennfeldern wie die Ersatzberechnung modelliert und daher unter idealen Bedingungen den exakten physikalischen Wert reproduziert. Für den Einsatz in der realen M₂₅₀ ist daher eine zusätzliche Untersuchung zum Vergleich und Bestimmung der präziseren Methode notwendig.

In den Fällen von Laständerungen, wie sie in Abbildung 4.5 dargestellt sind, wird ebenfalls das Verhalten der verschiedenen Ersatzberechnungsmethoden untersucht.

4 Validierung



(a) Ersatzberechnung Laständerung N_1



(b) Ersatzberechnung Laständerung \dot{m}_{fuel}

Abbildung 4.5: Vergleich der Ersatzberechnungsergebnisse während einer Laständerung

4 Validierung

Die hier simulierte Lasterhöhung repräsentiert einen konservativen Fall mit einer schnellen und signifikanten Erhöhung der Last von 175 kW auf 250 kW, bei einem Laständerungsgradienten von 30 kW/s.

Die erste Spitze, sowohl in der Drehzahl N_1 als auch im Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{fuel} , zeigt eine Reduzierung durch die implementierte Ersatzberechnung. Besonders im Verlauf der Drehzahl N_1 in Abbildung 4.5a ist eine deutliche Verringerung der anfänglichen Spitze zu erkennen. Jedoch tritt eine deutliche Verschlechterung im Verlauf der zweiten Spitze von \dot{m}_{fuel} auf, die in Abbildung 4.5b sichtbar wird. Während die Methode ohne Ersatzberechnung in diesem Bereich bereits wieder einen stationären Zustand erreicht hat, zeigt die Berechnung mit Kennfeldern oder p_{t3} eine erhöhte, zweite Spitze, die auf das Plateau der berechneten Drehzahl bei $40 \text{ s} < t \leq 60 \text{ s}$ zurückzuführen ist.

Dieses Plateau, das in den anderen Betriebspunkten (Startbereich und stationärer Bereich) weniger ausgeprägt war, beeinflusst hier den Kraftstoffmassenstrom stärker negativ. Im Startbereich (siehe Abbildung 4.4a ist das Plateau zwischen $95 \text{ s} < t \leq 118 \text{ s}$ aufgrund der nachfolgenden Drehzahlerhöhung weniger kritisch, da die Drehzahl danach noch weiter ansteigt und keine zusätzliche Korrektur notwendig ist. Bei der schnellen Laständerung in Abbildung 4.5 führt jedoch das Überschreiten des Toleranzbereichs von 5% zu einem plötzlichen Abfall der an die ECU gesendeten Drehzahl, was die zweite Spitze im Kraftstoffmassenstrom verursacht.

Im Vergleich zum Start- und stationären Betrieb kann bei Laständerungen keine eindeutige Verbesserung durch die Ersatzberechnungsmethoden festgestellt werden. Zwar reduziert die erste Spitze die Abweichung im Kraftstoffmassenstrom, jedoch verursacht die zweite Spitze eine signifikante Verschlechterung im Vergleich zum Versuch ohne Ersatzberechnung.

Darüber hinaus ist, wie bereits in Abschnitt 4.1 beschrieben, die Simulationsgenauigkeit unmittelbar nach der Zündung ein wesentlicher Einflussfaktor auf die Berechnungsmethode über das Kennfeld. Hierbei spielt insbesondere die Ungenauigkeit bei $\dot{m}_{2,\text{air}}$ in diesem Zeitraum eine Rolle. Diese führt zu einem falschen Berechnungsergebnis, da $\dot{m}_{2,\text{air}}$ unmittelbar nach der Zündung einen überhöhten Wert aufweist. Diese Einschränkung ist allerdings auf die Simulationsumgebung begrenzt und hat auf den realen Betrieb der M250 keinen Einfluss.

4.4 Validierung der Replika der Messstellen

Nach der Durchführung der Prüfstandserweiterung, bei der die Datenübertragung vom IO750-Modul auf das IO142-Modul umgestellt wurde, sind die erzielten Ergebnisse in Abbildung 4.6 dargestellt und im Folgenden analysiert. Ziel der Umstellung war es, die korrekte Weiterleitung und Verarbeitung der analogen Signale durch die ECU zu gewährleisten und sicherzustellen. Die einzelnen übertragenen Größen sind in Tabelle 4.1 mit ihrer jeweiligen Übertragungsart und Signalform dargestellt. Zur Auswertung sind in Abbildung 4.6a die Größen deren Signale in Volt versendet werden, und in Abbil-

4 Validierung

Übertragene Größe	Modul	Signalform
Drehzahl N_1	IO750	digital
Drehzahl N_2	IO750	digital
elektrische Leistung P_{el}	IO750	digital
Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{fuel}	IO750	digital
Verdichtereintrittstemperatur T_{t2}	IO750	analog in Volt
Turbineneintrittstemperatur T_{t4}	IO142	analog in Volt
Turbinenaustrittstemperatur T_{t45}	IO142	analog in Volt
Verdichtereintrittsdruck p_{t2}	IO142	analog in mA
Verdichteraustrittsdruck p_{t3}	IO142	analog in mA
Verdichtereintrittsmassenstrom $\dot{m}_{2,air}$	IO142	analog in mA

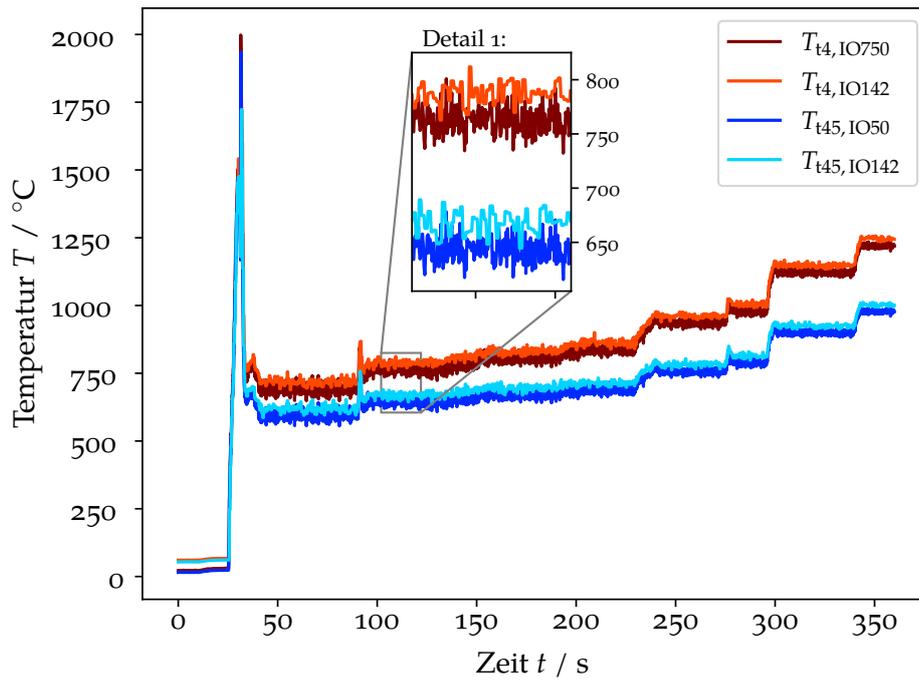
Tabelle 4.1: Übersicht der Übertragungsart und Signalform der einzelnen Größen

Abbildung 4.6b die Größen deren Signale in mA versendet werden dargestellt. Diese werden einmal nach der Übertragung mit dem IO750-Modul (Index IO750) und einmal nach der Übertragung mit dem IO142-Modul (Index IO142) während eines Simulationsversuchs verglichen.

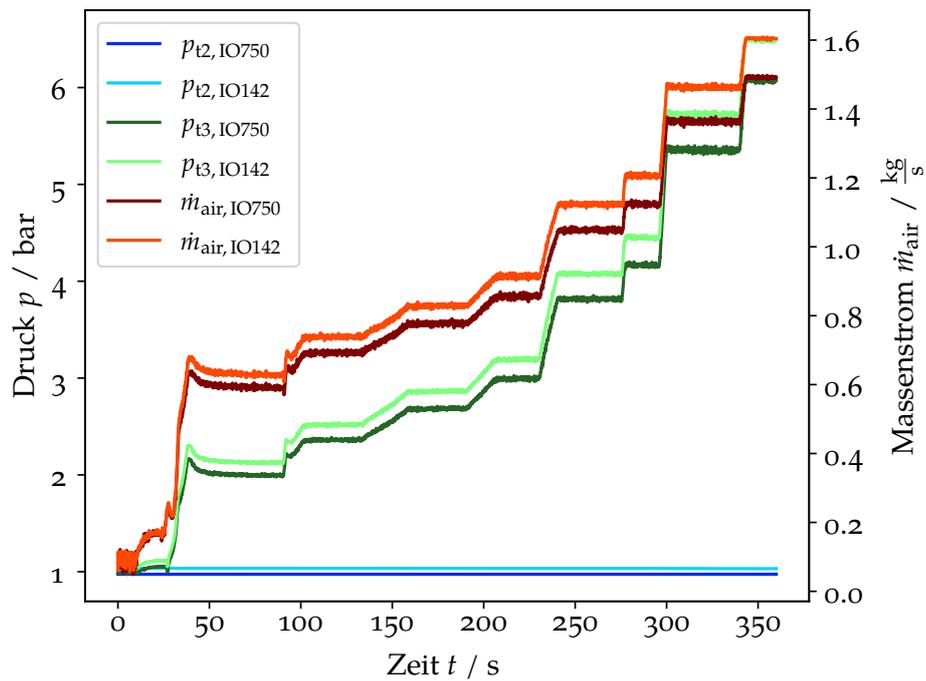
Die vom IO750-Modul übertragenen Werte repräsentieren die tatsächlichen physikalischen Größen, die vom Simulationsmodell berechnet werden. Bei der Umstellung auf die analoge Signalweiterleitung stand die präzise Weiterleitung der Volt Signale im Fokus, da diese mithilfe eines Spannungsteilers noch reduziert werden müssen. Detail 1 in Abbildung 4.6a zeigt den Unterschied zwischen den beiden Modulen für T_{t4} und T_{t45} . Für beide Größen ist der Unterschied kleiner als 50°C . Diese Abweichung kann durch Mess- oder Lötungenauigkeiten beim Einbau der Spannungsteiler entstehen und liegt in dieser Größenordnung der Temperatur damit im angemessenen Bereich. Für die Verdichtereintrittstemperatur T_{t2} wurden im Versuch etwas geringere Unterschiede festgestellt, da T_{t2} jedoch in etwa in die Umgebungstemperatur wiedergibt, sind die Abweichungen hier deutlich kritischer, insbesondere bei der Berechnung der Drehzahl über Kennfeld, bei welcher T_{t2} benötigt wird, führen die Abweichungen zu Fehlern. Daher wird die Verdichtereintrittstemperatur weiterhin über das IO750-Modul übertragen. Die erfolgreiche Übertragung von T_{t4} und T_{t45} reichen zur Überprüfung der korrekten Signalverarbeitung aus.

In Abbildung 4.6b wird der Vergleich für p_{t2} , p_{t3} und $\dot{m}_{2,air}$ dargestellt. Für den Verdichtereintrittsmassenstrom beträgt die Abweichung weniger als $0,05\text{ kg/s}$ und liegt damit ebenfalls im ausreichenden Bereich. Die Abweichungen der Drücke sind im Startprozess bei $0\text{ s} < t \leq 25\text{ s}$ vernachlässigbar gering und steigen im Laufe des Versuches mit zunehmender Last von ca. $0,2\text{ bar}$ bei 150 s auf fast $0,5\text{ bar}$ bei 350 s an. Auch diese Abweichung liegt in einem zufriedenstellenden Bereich.

4 Validierung



(a) Vergleich der Datenübertragung der Volt Signale



(b) Vergleich der Datenübertragung der mA Signale

Abbildung 4.6: Vergleich der Datenübertragung mit dem IO750-Modul und IO142-Modul

5 Zusammenfassung

Die korrekte Implementierung der mathematischen Beschreibung des Verhaltens der M₂₅₀ wurde bereits im Vorfeld durch einen Vergleich mit einem parallel aufgebauten Prüfstand bestätigt, wobei die Ergebnisse von Marcellan u. a. [28] ein gutes Übereinstimmen zeigten. Die korrekte Repräsentation des realen Triebwerks durch das Simulationsmodell konnte in einem Vergleich der realen Versuchsdaten mit den Ergebnissen eines Simulationsdurchlaufs trotz kleinerer Ungenauigkeiten in einem für diese Arbeit ausreichend präzisen Rahmen validiert werden.

Der Datentransfer zwischen dem Simulationsmodell und dem SUT, einem Embedded-PC, der den Regelalgorithmus der neuen Kraftstoffregelanlage implementiert, wurde zunächst erfolgreich über die echtzeitfähige digitale Datenübertragungstechnologie EtherCAT realisiert. Im weiteren Verlauf erfolgte die Umstellung der Datenübertragung von digitalen auf analoge Signale, was zur Erweiterung des SUT um analoge Eingangsmodule des Embedded-PCs führte. Diese Module sollen auch im realen Betrieb verwendet werden. Die Unterschiede zwischen den idealen Werten der digitalen Übertragung und den Werten der analogen Übertragung lagen im Rahmen der Mess- und Simulationsungenauigkeiten, womit die erfolgreiche Umstellung und die korrekte Funktionsweise der Eingangsmodule bestätigt werden konnte.

Zur Optimierung des Kraftstoffreglers wurde eine automatische Anpassung der Regelparameter implementiert. Diese Parameter beeinflussen das Regelverhalten, wie beispielsweise die Reaktionsgeschwindigkeit des Reglers auf Laständerungen. Die Anpassung wurde an die Leistung gekoppelt, sodass sich das Reglerverhalten mit der Änderung der Last dynamisch anpasst. Ein Vergleich der Ergebnisse von Simulationsläufen mit aktivierter und deaktivierter Parameteranpassung hat jedoch keine signifikanten Unterschiede gezeigt.

Um die Auswirkungen eines Ausfalls des Drehzahlsensors, wie er in früheren Versuchen aufgetreten war, zu minimieren, wurden Ersatzberechnungen für die Drehzahl untersucht. Diese sollen im Falle einer fehlerhaften Messung die Drehzahl ersatzweise berechnen und so die korrekte Arbeitsweise des Kraftstoffreglers sicherstellen. Zwei Methoden wurden dabei verglichen: Die erste Methode basierte auf der Berechnung der Drehzahl über das Kennfeld der Turbomaschine, während die zweite Methode einen funktionalen Zusammenhang zwischen dem Verdichteraustrittsdruck und der Gaserzeuger-Drehzahl nutzte. Diese Methoden wurden in drei charakteristischen Betriebsbereichen validiert und mit dem Fall ohne Ersatzberechnung verglichen. Sowohl im Startprozess als auch im stationären Betrieb zeigten beide Methoden deutliche Verbesserungen. Im Bereich einer Laständerung erzielten sie jedoch schlechtere Ergebnisse, da die Korrektur der Drehzahl

5 Zusammenfassung

nach oben, einen zweiten plötzlichen Anstieg des Kraftstoffmassenstroms verursacht, während beim Versuch ohne Korrektur lediglich ein Anstieg festgestellt wurde. Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass der Großteil der hier betrachteten Ansätze erfolgreich war. Gleichzeitig stellen sie einen guten Ausgangspunkt für zukünftige Forschungen und weitere Untersuchungen dar. Die Genauigkeit des Simulationsmodells kann durch die Integration weiterer physikalischer Effekte, wie einer verbesserten Berücksichtigung der Wärmeleitung, weiter gesteigert werden. Die Umstellung der Datenübertragung markiert nur den Beginn der Erweiterung des HiL-Prüfstands. Durch die Einbindung weiterer Komponenten in das SUT kann die Funktionsweise der Kraftstoffregelanlage vor dem Einbau in die M250 weiter abgesichert werden. Die automatische Parameteranpassung wurde im Rahmen dieser Arbeit mit grundlegenden Methoden ausgelegt, bietet jedoch durch den Einsatz präziserer und komplexerer Verfahren noch Optimierungspotenzial. Auch die Methoden der Ersatzberechnungen haben in zwei von drei untersuchten Bereichen vielversprechende Ergebnisse geliefert. Durch weiterführende Untersuchungen können diese Ergebnisse nochmals verifiziert werden und die Methoden für den Bereich der Laständerung weiterentwickelt und optimiert werden.

Literatur

- [1] U. Schumann, R. Sausen und V. Gollnick, *Klimawirkungen des Luftverkehrs*, DLR, Hrsg., September, 2007. Adresse: <https://elib.dlr.de/51462/>.
- [2] Bundesverband der Deutschen Luftverkehrswirtschaft, Hrsg. „Klimaschutz im Luftverkehr“. (2023), Adresse: <https://www.bdl.aero/wp-content/uploads/2024/07/2023-klimaschutz-im-luftverkehr.pdf> (besucht am 04.09.2024).
- [3] T. Hungerland, L. Meißner, S. Abel, L. Nögel und J. Czerniak-Wilmes, *Innovative Antriebe und Kraftstoffe für einen klimaverträglicheren Luftverkehr*, de, 2024. DOI: 10.5445/IR/1000170399.
- [4] U. Hüp und C. P. Brandt, Hrsg., *Luftverkehrsanlagen*, Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2022. DOI: 10.1007/978-3-658-30034-0.
- [5] O. Kislak, J. Römgers, S. Schuldt, J. Zanger, N. Jakobs, M. Henke, C. Kraus, A. Moosbrugger, M. A. Asmi und M. Aigner, „Development and Testing of a Gas Turbine Test Rig Setup for Demonstrating New Aviation Propulsion Concepts“, *Aerospace*, Jg. 11, Nr. 7, S. 534, 2024, PII: aerospace11070534. DOI: 10.3390/aerospace11070534.
- [6] O. Schmitz, H. Klingels und P. Kufner, „Aero Engine Concepts Beyond 2030: Part 1—The Steam Injecting and Recovering Aero Engine“, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 143, Nr. 2, 2021. DOI: 10.1115/1.4048985.
- [7] O. Schmitz, S. Kaiser, H. Klingels u. a., „Aero Engine Concepts Beyond 2030: Part 3—Experimental Demonstration of Technological Feasibility“, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 143, Nr. 2, S. 021003, 2021, 01. DOI: 10.1115/1.4048994.
- [8] W. J. Bräunling, *Flugzeugtriebwerke*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2015. DOI: 10.1007/978-3-642-34539-5.
- [9] A. Salehi und M. Montazeri-GH, „Hardware-in-the-loop simulation of fuel control actuator of a turboshaft gas turbine engine“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part M: Journal of Engineering for the Maritime Environment*, Jg. 233, Nr. 3, S. 969–977, 2019. DOI: 10.1177/1475090218803727.
- [10] J. A. Ledin, „Hardware-in-the-loop simulation“, *Embedded Systems Programming*, Jg. 12, S. 42–62, 1999.

- [11] A. Youngs, „History of the Rolls-Royce Model 250 Turbine Engine“, in *AIAA International Air and Space Symposium and Exposition: The Next 100 Years*, (Dayton, Ohio, 17. Juli 2003), Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2003. doi: 10.2514/6.2003-2522.
- [12] Rolls-Royce Corporation, Hrsg., *M250-C20B Engine Training Manual*, 2018.
- [13] P. P. Walsh und P. Fletcher, *Gas turbine performance*, eng, 2. ed. Oxford: Blackwell Science, 2004, 646 S.
- [14] I. G. Rice, „Steam-Injected Gas Turbine Analysis: Part I — Steam Rates“, in *Volume 2: Combustion and Fuels; Oil and Gas Applications; Cycle Innovations; Heat Transfer; Electric Power; Industrial and Cogeneration; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; IGTI Scholar Award*, (Cincinnati, Ohio, USA, Mai 1993), American Society of Mechanical Engineers, 1993. doi: 10.1115/93-GT-132.
- [15] S. Kaiser, O. Schmitz, P. Ziegler und H. Klingels, „The Water-Enhanced Turbofan as Enabler for Climate-Neutral Aviation“, *Applied Sciences*, Jg. 12, Nr. 23, S. 12 431, 2022, PII: app122312431. doi: 10.3390/app122312431.
- [16] K. Stouffer, M. Pease, C. Tang, T. Zimmerman, V. Pillitteri, S. Lightman, A. Hahn, S. Saravia, A. Sherule und M. Thompson, *Guide to Operational Technology (OT) security*, Gaithersburg, MD, 2023. doi: 10.6028/NIST.SP.800-82r3.
- [17] F. Bernhard, Hrsg., *Handbuch der technischen Temperaturmessung*, ger, 2. Aufl., VDI-Buch, Bernhard, Frank (Hrsg.), Berlin und Heidelberg: Springer Vieweg, 2014, 1619 S.
- [18] Wikipedia, Hrsg. „Thermoelektrizität“. (), Adresse: <https://de.wikipedia.org/wiki/Thermoelektrizit%C3%A4t> (besucht am 22.09.2024).
- [19] R. Isermann, J. Schaffnit und S. Sinsel, „Hardware-in-the-loop simulation for the design and testing of engine-control systems“, *Control Engineering Practice*, Jg. 7, Nr. 5, S. 643–653, 1999, PII: S0967066198002056. doi: 10.1016/S0967-0661(98)00205-6.
- [20] M. Bacic, „On hardware-in-the-loop simulation“, in *Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control*, (Seville, Spain, 15. Dez. 2005), IEEE, 2005, S. 3194–3198. doi: 10.1109/CDC.2005.1582653.
- [21] P. Sarhadi und S. Yousefpour, „State of the art: hardware in the loop modeling and simulation with its applications in design, development and implementation of system and control software“, *International Journal of Dynamics and Control*, Jg. 3, Nr. 4, S. 470–479, 2015, PII: 108. doi: 10.1007/s40435-014-0108-3.
- [22] IONOS Inc., Hrsg. „What is Ethernet (IEEE 802.3)?“ (2022), Adresse: <https://www.ionos.com/digitalguide/server/know-how/ethernet/> (besucht am 09.09.2024).

Literatur

- [23] Wikipedia, Hrsg. „Ethernet“. (), Adresse: <https://de.wikipedia.org/wiki/Ethernet> (besucht am 09.09.2024).
- [24] Wikipedia, Hrsg. „MAC-Adresse“. (), Adresse: <https://de.wikipedia.org/wiki/MAC-Adresse> (besucht am 09.09.2024).
- [25] EtherCAT Technology Group, Hrsg. „EtherCAT – Der Ethernet-Feldbus“. (2020), Adresse: https://www.beckhoff.com/media/downloads/information-media/etg_brochure_de.pdf (besucht am 09.09.2024).
- [26] Beckhoff Automation GmbH & Co. KG, Hrsg. „Automatisierungssoftware Twin-CAT“. (), Adresse: <https://www.beckhoff.com/de-de/produkte/automation/twincat/> (besucht am 03.10.2024).
- [27] Beckhoff Automation GmbH & Co. KG, Hrsg. „CX5130, Embedded-PC mit Intel-Atom®-Prozessor“. (), Adresse: <https://www.beckhoff.com/de-de/produkte/ipc/embedded-pcs/cx5100-intel-atom-r/cx5130.html> (besucht am 04.10.2024).
- [28] A. Marcellan, M. Henke und S. Schuldt, „A numerical investigation of the Water-Enhanced Turbofan laboratory-scale ground demonstrator“, in *AIAA SCITECH 2022 Forum*, (San Diego, CA & Virtual), Reston, Virginia: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2022. DOI: 10.2514/6.2022-0062.
- [29] T. Krummrein, M. Henke und P. Kutne, „A Highly Flexible Approach on the Steady-State Analysis of Innovative Micro Gas Turbine Cycles“, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Jg. 140, Nr. 12, 2018. DOI: 10.1115/1.4040855.
- [30] „Performance Real-Time Target Machine“, Speedgoat GmbH. (), Adresse: <https://www.speedgoat.com/products-services/real-time-target-machines/performance-real-time-target-machine> (besucht am 05.09.2024).
- [31] J. Fei, N. Zhao, Y. Shi, Y. Feng und Z. Wang, „Compressor performance prediction using a novel feed-forward neural network based on Gaussian kernel function“, *Advances in Mechanical Engineering*, Jg. 8, Nr. 1, S. 168 781 401 662 839, 2016. DOI: 10.1177/1687814016628396.
- [32] J. Kurzke, „Correlations Hidden in Compressor Maps“, in *Volume 1: Aircraft Engine; Ceramics; Coal, Biomass and Alternative Fuels; Wind Turbine Technology*, (Vancouver, British Columbia, Canada, 10. Juni 2011), ASMEDC, 2011, S. 161–170. DOI: 10.1115/GT2011-45519.
- [33] J. Kurzke, „How to Get Component Maps for Aircraft Gas Turbine Performance Calculations“, in *Volume 5: Manufacturing Materials and Metallurgy; Ceramics; Structures and Dynamics; Controls, Diagnostics and Instrumentation; Education; General*, (Birmingham, UK, Juni 1996), American Society of Mechanical Engineers, 1996. DOI: 10.1115/96-GT-164.
- [34] S. Bschorer und K. Költzsch, *Technische Strömungslehre*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2021. DOI: 10.1007/978-3-658-30407-2.

- [35] J. Nils, „Extension and Validation of a Numerical Model for Detailed Mapping of the Start-up and Shutdown Process of a M250 Aircraft Engine“, Institut für Verbrennungstechnik der Luft- und Raumfahrt, Masterarbeit, Universität Stuttgart, Stuttgart, 2023.
- [36] Wikipedia, Hrsg. „Regelungstechnik“. (), Adresse: https://de.wikipedia.org/wiki/Regelungstechnik#Definition_des_Begriffs_Regelung (besucht am 14. 09. 2024).
- [37] S. Zacher und M. Reuter, *Regelungstechnik für Ingenieure, Analyse, Simulation und Entwurf von Regelkreisen : mit 96 Beispielen und 32 Aufgaben* (Lehrbuch), ger, 15., korrigierte Auflage. Wiesbaden und Heidelberg: Springer Vieweg, 2017, 515 S., Zacher, Serge (VerfasserIn) Reuter, Manfred (VerfasserIn).
- [38] W. Schumacher, *Grundlagen der Regelungstechnik*, Vorlesungsskript, Braunschweig: Technische Universität Braunschweig Institut für Regelungstechnik, 3. Jan. 2022. Adresse: https://www.tu-braunschweig.de/fileadmin/Redaktionsgruppen/Institute_Fakultaet_5/IFR/Dateien_RT/GdR/Skript_GdR.pdf (besucht am 15. 09. 2024).
- [39] *Benennung und Einteilung von Reglern*, 1. Dez. 2981.
- [40] J. Lunze, *Regelungstechnik* (Lehrbuch), ger, 12., überarbeitete Auflage. Berlin: Springer Vieweg, 2020, 764 S., Lunze, Jan (VerfasserIn).
- [41] Wikipedia, Hrsg. „Regler“. (), Adresse: <https://de.wikipedia.org/wiki/Regler> (besucht am 14. 09. 2024).
- [42] T. E. Marlin, *Process control, Designing processes and control systems for dynamic performance* (McGraw-Hill chemical engineering series), eng, 2. ed. Boston, Mass.: McGraw-Hill, 2000, 1017 S.
- [43] M. Horn, *Regelungstechnik*, Graz: Technische Universität Graz, 26. Juni 2015. Adresse: https://www.tugraz.at/fileadmin/user_upload/Institute/IRT/Skripten/Regelungstechnik_Horn_Juni_2015_.pdf (besucht am 19. 09. 2024).
- [44] The MathWorks, Inc., Hrsg. „polyfit, Polynomial curve fitting“. (), Adresse: <https://de.mathworks.com/help/matlab/ref/polyfit.html?lang=en> (besucht am 01. 10. 2024).
- [45] F.-F. Steege, *Einsatz adaptiver Lernverfahren zur Regelung industrieller Verbrennungsprozesse*, Zugl.: Ilmenau, Techn. Univ., Diss., 2015, ger. Ilmenau: Univ.-Verl. Ilmenau, 2015, 355 S., Groß, Horst-Michael (Doktorvater) Krabbes, Markus (Gutachter) Riedmiller, Martin (Gutachter).
- [46] J. Adamy, Hrsg., *Nichtlineare Systeme und Regelungen*, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2018. doi: 10.1007/978-3-662-55685-6.
- [47] H. Schulte, *Approximative Modellierung, Systemidentifikation und Reglerentwurf mittels gewichteter Kombination lokaler Zustandsraummodelle am Beispiel fluidischer Antriebe*, Zugl.: Kassel, Univ., Diss., 2005, ger. Kassel: Kassel Univ. Press, 2006, 262 S.

Literatur

- [48] Speedgoat GmbH, Hrsg. „IO750: EtherCAT Subordinate Device I/O Module, Configurable EtherCAT Subordinate Device I/O Module and Simulink® Driver Blocks“. (), Adresse: <https://www.speedgoat.com/products/communication-protocols-ethercat-io750> (besucht am 03. 10. 2024).
- [49] Beckhoff Automation GmbH & Co. KG, Hrsg. „EL3054 | EtherCAT-Klemme, 4-Kanal-Analog-Eingang, Strom, 4...20 mA, 12 Bit, single-ended“. (), Adresse: <https://www.beckhoff.com/de-de/produkte/i-o/ethercat-klemmen/el3xxx-analog-eingang/el3054.html>? (besucht am 04. 10. 2024).
- [50] Beckhoff Automation GmbH & Co. KG, Hrsg. „EL3318 | EtherCAT-Klemme, 8-Kanal-Analog-Eingang, Temperatur, Thermoelement, 16 Bit“. (), Adresse: <https://www.beckhoff.com/de-de/produkte/i-o/ethercat-klemmen/el3xxx-analog-eingang/el3318.html>? (besucht am 04. 10. 2024).
- [51] Speedgoat GmbH, Hrsg. „IO142: Fast Sampling 16-bit Analog I/O Module, Fast sampling 16-bit analog I/O module with Simulink® driver blocks“. (2024), Adresse: <https://www.speedgoat.com/products/io-connectivity-analog-io142>.
- [52] R. Busch und M. Beck, *Elektrotechnik und Elektronik, Für Maschinenbauer und Verfahrenstechniker*, ger, 8., neu bearbeitete Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2024, 558 S., Busch, Rudolf (VerfasserIn) Beck, Michael (VerfasserIn). Adresse: <https://link.springer.com/978-3-658-44405-1>.
- [53] Unternehmensberatung Babel, Hrsg. „Thermospannungen Thermoelement Typ R“. (), Adresse: <https://www.unternehmensberatung-babel.de/industriegaselexikon/industriegaselexikon-n-bis-z/thermoelemente/tabelle-thermoelement-typ-r.html> (besucht am 04. 10. 2024).

Abkürzungsverzeichnis

A/D	Analog-Digital-Wandler
AHDE	Abhitzedampferzeuger
BHL	Bauhaus Luftfahrt
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
D/A	Digital-Analog-Wandler
DIN 19 225	Benennung und Einteilung von Reglern
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
ECU	elektronische Regeleinheit
FCU	Kraftstoffregeleinheit
HDT	Hochdruckturbine
HiL	Hardware-in-the-Loop
HMI	Human Machine Interface
E/A	Ein-/Ausgabe
IO142-Modul	IO142-E/A-Modul
IO750-Modul	IO750-E/A-Modul
LAN	local area network
M250	Rolls-Royce M250-C20B
MGTS ₃	Micro Gas Turbine Steady-State Simulator
MTU	MTU Aero Engines
N ₁	Gaserzeuger
N ₂	Arbeitsturbine
NDT	Niederdruckturbine
N _R	Rotordrehzahl
SFD	Start Frame Delimiter
SiL	Software-in-the-Loop
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung
SUT	System unter Test
WET	Water-Enhanced Turbofan

Abbildungsverzeichnis

2.1	M250 Querschnitt [5]	4
2.2	WET-Konzept [5]	5
2.3	WET-Konzept auf Basis der M250 [7]	7
2.4	Thermoelement [17]	8
2.5	Instrumentarisierung der M250[5]	9
2.6	Datenpaket nach IEEE802.3 [23]	11
2.7	EtherCAT Datenpaket [25]	12
2.8	HiL-Framework [9]	13
2.9	HiL-Aufbau	14
2.10	Verdichter-Kennfeld der M250 [35]	16
2.11	Vergleich der Simulationsergebnisse zwischen DLR, BHL und Literatur [28]	17
2.12	Elemente Wirkungsplan [37]	18
2.13	Regelkreis [37]	19
2.14	Sprungantworten infolge eines Einheitssprungs [41]	21
2.15	Wirkungsplan PID-Regler in Parallelstruktur [39]	22
2.16	Wirkungsplan eines Kaskadenreglers [44]	24
2.17	Wirkungsplan neuer Regler der M250	24
3.1	Drehzahlmessfehler [5]	26
3.2	Berechnung anhand des Verdichterkennfelds	27
3.3	N_1 und p_{t3} während eines Betriebsdurchlaufs	28
3.4	Vergleich der <i>polyfit</i> -Funktion	29
3.5	Verlauf des Faktors d während der Simulation eines Sensorausfalls . . .	30
3.6	Verlauf und Zusammensetzung des Korrekturfaktors k	32
3.7	Darstellung der erweiterten Datenübertragung	33
3.8	Spannungsteiler [52]	34
4.1	Vergleich Lastwechsel	36
4.2	Vergleich Lastwechsel	38
4.3	Gain-Scheduling	41
4.4	Vergleich der Ersatzberechnungsergebnisse im Start- und stationären Bereich	43
4.5	Vergleich der Ersatzberechnungsergebnisse während einer Laständerung	46
4.6	Vergleich der Datenübertragung mit dem IO750-Modul und IO142-Modul .	49

Tabellenverzeichnis

2.1	empfohlene Einstellwerte nach Ziegler und Nichols [37]	23
3.1	Vorläufige Regelparameter für das Gain-Scheduling	25
4.1	Übersicht der Übertragungsart und Signalform der einzelnen Größen . .	48

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Einheit	Beschreibung
d		Drehzahlabfallfaktor
d		Störgröße im Regelkreis
e		Regeldifferenz
f		Funktionsparameter
I	A	Stromstärke
k		Korrekturfaktor
K		Regelparameter
\dot{m}	$\text{ms}^2\sqrt{K}$	Massenstrom
\dot{m}_k	kg/s	korrigierter Massenstrom
N	U/min	Drehzahl
N_k	U/min/ \sqrt{K}	korrigierte Drehzahl
p	bar	Druck
P	kW	Leistung
q		Exponent
R	Ohm	Widerstand
S		Schnittpunkt
t	s	Zeit
T	s	Regelparameter
T	°C	Temperatur
u		Stellgröße
U	V	Spannung
w		Führungsgröße
y		Regelgröße

Griechische Buchstaben

Symbol	Einheit	Beschreibung
Δ		Differenz
η		Effizienz
π		Druckverhältnis
σ		Heaviside Funktion
τ		Integrationsvariable

Indizes

Symbol	Beschreibung
a, b	Referenzlinien zur Inter- und Extrapolation
a	Ausgangsgröße
AB	Spannungsdifferenz zwischen A und B
air	Luft
D	Differenzierbeiwert
e	Eingangsgröße
ECU	an die ECU übergebene Größe
el	elektrisch
FCU	an die FCU übergebene Größe
$fuel$	Kraftstoff
g	Gesamt (-Stromstärke/-Widerstand)
GS	Gain Scheduling
HDT	Hochdruckturbine
I	Verstärkungsfaktor
in	Variablen an der Eingangsebene
ist	Ist-Wert
$IO142$	IO142-Modul
$IO750$	IO750-Modul
k	korrigierte Drehzahl / korrigierter Massenstrom
KF	Kennfeld
$krit$	Kritische Einstellwerte
m	Messgröße im Regelkreis
M	Messwert der Temperatur Verbindungsstelle
$m.$	mit
max	maximal Wert

Fortsetzung siehe nächste Seite

Symbolverzeichnis

Indizes– Fortsetzung

Symbol	Einheit	Beschreibung
<i>mess</i>		Messgröße
<i>N</i>		Nachstellzeit
<i>N1</i>		Gaserzeuger-Welle
<i>N2</i>		Abtriebswelle
<i>NDT</i>		Niederdruckturbine
<i>o.</i>		ohne
<i>out</i>		Variablen an Ausgangsebene
<i>P</i>		Proportional
<i>Pt3</i>		Verdichteraustrittsdruck
<i>R</i>		Rotor
<i>rech</i>		berechnete Größe
<i>s</i>		statische Temperatur / statischer Druck
<i>sd</i>		statischer Druck Differenz
<i>soll</i>		Sollwert
<i>t</i>		totale Temperatur / totaler Druck
<i>V</i>		Vergleichstemperatur
<i>V</i>		Vorhaltzeit